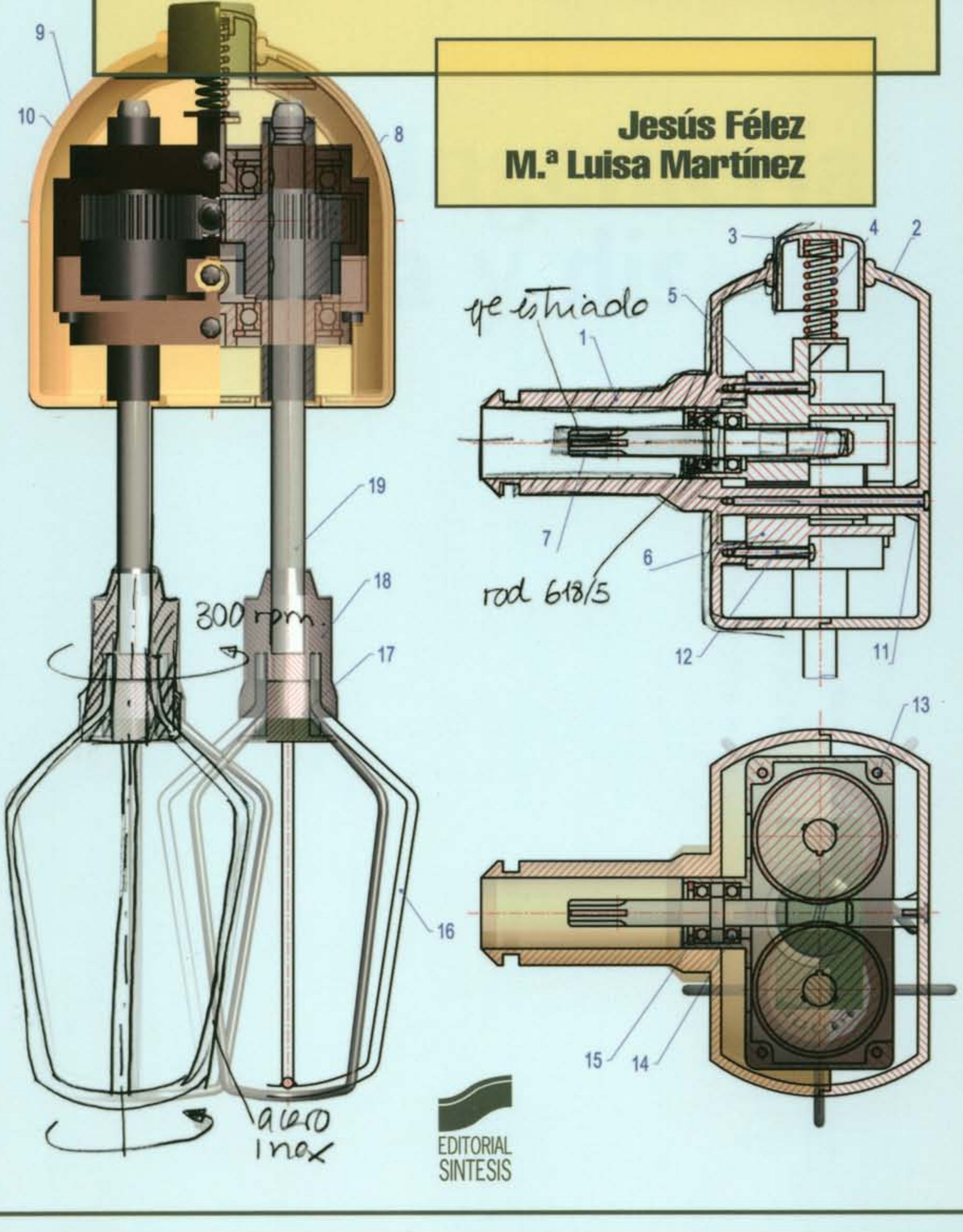
Ingeniería gráfica y diseño

Jesús Félez
M.ª Luisa Martínez



EDITORIAL SÍNTESIS

Ingeniería gráfica y diseño

Consulte nuestra página web: **www.sintesis.com**
En ella encontrará el catálogo completo y comentado

NO fotocopies el libro

Queda prohibida, salvo excepción prevista en la ley, cualquier forma de reproducción, distribución, comunicación pública y transformación de esta obra sin contar con autorización de los titulares de la propiedad intelectual. La infracción de los derechos mencionados puede ser constitutiva de delito contra la propiedad intelectual (arts. 270 y sigs. Código Penal). El Centro Español de Derechos Reprográficos (www.cedro.org) vela por el respeto de los citados derechos.

Jesús Félez Mindán
M.ª Luisa Martínez Muneta

Ingeniería gráfica y diseño

EDITORIAL SINTESIS

Proyecto Editorial
SÍNTESIS INGENIERÍA

Áreas de Publicación

INGENIERÍA INDUSTRIAL
Coordinadora: Alicia Larena

© Jesús Félez Mindán
M.ª Luisa Martínez Muneta

© EDITORIAL SÍNTESIS, S. A.
Vallehermoso, 34. 28015 Madrid
Teléfono: 91 593 20 98
http://www.sintesis.com

ISBN: 978-84-975649-9-1
Depósito legal: M. 36.658-2008

Impreso en España - Printed in Spain

Reservados todos los derechos. Está prohibido, bajo las sanciones penales y el resarcimiento civil previstos en las leyes, reproducir, registrar o transmitir esta publicación, íntegra o parcialmente, por cualquier sistema de recuperación y por cualquier medio, sea mecánico, electrónico, magnético, electroóptico, por fotocopia o cualquier otro, sin la autorización previa por escrito de Editorial Síntesis, S. A.

A Natalia y Ricardo por su incansable apoyo
y su constante ilusión.

A José Antonio por su cariño.
A Lope, José y Marisa por su alegría.

Índice

PRÓLOGO 19

1 INGENIERÍA GRÁFICA 21

1.1. BREVE HISTORIA DE LA INGENIERÍA GRÁFICA 22
1.2. LA INGENIERÍA GRÁFICA EN EL PROCESO DE DISEÑO 24
1.3. INGENIERÍA GRÁFICA 27
1.4. CONCEPTOS FUNDAMENTALES 27
1.4.1. GEOMETRÍA 27
1.4.2. SISTEMAS DE REPRESENTACIÓN 28
1.4.3. INFORMÁTICA GRÁFICA 28
1.4.4. NORMALIZACIÓN 29
1.4.5. ESPECIFICACIONES DEL DISEÑO DEL PRODUCTO 30
1.5. HERRAMIENTAS DE DISEÑO 31
1.5.1. MÉTODOS TRADICIONALES 31
1.5.2. CROQUIZACIÓN 31
1.5.3. HERRAMIENTAS INFORMÁTICAS 32
1.6. TÉCNICAS DE VISUALIZACIÓN Y DE PRESENTACIÓN DE LA INFORMACIÓN 35
1.6.1. TIPOS DE GRÁFICOS 35
1.6.2. PRE Y POSTPROCESADORES GRÁFICOS 36
1.6.3. INTEGRACIÓN DE LA INFORMACIÓN 38
1.6.4. GRÁFICOS INTERACTIVOS. REALIDAD VIRTUAL 39

2 MÉTODOS DE EJECUCIÓN DEL DIBUJO 41

2.1. DIBUJO A MANO ALZADA 42
2.1.1. TABLEROS DE DIBUJO 42
2.1.2. REGLAS GRADUADAS 43

2.1.3. Escuadra y cartabón 43
2.1.4. Reglas para la medición de ángulos 44
2.1.5. Reglas de curvas y plantillas 44
2.1.6. Compases 44
2.1.7. Lapiceros y portaminas 45
2.1.8. Estilógrafos de tinta 46

2.2. Croquización 46

2.2.1. Las líneas y el croquis 46
2.2.2. Croquización de círculos y arcos 47
2.2.3. Proporción en el croquis 47
2.2.4. Croquización de perspectivas isométricas 48

2.3. Diseño asistido por ordenador 49

2.4. Hardware 50

2.4.1. Dispositivos de entrada 51
2.4.2. Unidad central 52
2.4.3. Dispositivos de salida 53

2.5. CAD/CAM/CIM/CAE 59

2.6. Sistemas CAD 60

2.7. Estructura de un programa CAD 61

2.7.1. Módulo de dibujo 62
2.7.2. Ayudas al dibujo y herramientas 62
2.7.3. Módulo de edición 63
2.7.4. Módulo de construcción 63
2.7.5. Módulo de visualización 63
2.7.6. Elementos de librería 64
2.7.7. Módulo de acotación 65
2.7.8. Módulo de salida 65
2.7.9. Tipos de sistemas CAD 67

3 Normalización 69

3.1. Tipos de dibujos técnicos 70

3.1.1. Según el tipo de representación 70
3.1.2. Según el contenido 70

3.2. Contenido de un dibujo técnico 76

3.3. Cuadro de rotulación o bloque de títulos 76

3.4. Formatos de papel y presentación de los elementos gráficos en las hojas de dibujo 77

3.4.1. Formatos 77
3.4.2. Cuadro de rotulación o bloque de títulos 79
3.4.3. Márgenes y recuadro 79
3.4.4. Señales de centrado 79
3.4.5. Señales de orientación 80
3.4.6. Graduación métrica de referencia 80
3.4.7. Sistema de coordenadas 80
3.4.8. Señales de corte 81

3.5. Tipos de líneas 81
3.6. Escalas 81
3.7. Numeración de planos 85
3.8. Lista de elementos 86
3.9. Referencias a elementos 87
3.10. Plegado de planos 88
3.11. Planos de conjunto 88
3.12. Normativa 91

4 Geometría proyectiva 93

4.1. Espacio proyectivo 94
4.1.1. Definición 94
4.1.2. Coordenadas homogéneas 94
4.2. Transformaciones proyectivas. Homografías 94
4.2.1. Formas geométricas 94
4.2.2. Proyectividad y homografía 95
4.2.3. Homografía 96
4.2.4. Correspondencia entre formas de primera categoría. Series lineales 96
4.2.5. Correspondencia entre formas de segunda categoría. Homología .. 97
4.2.6. La homología en el plano 99
4.2.7. Casos particulares de homologías planas 100
4.2.8. Teorema de las tres homologías 103
4.3. Geometría computacional 103
4.4. Transformaciones 104
4.4.1. Dilataciones 104
4.4.2. Deformaciones 105
4.4.3. Rotaciones 106
4.4.4. Traslaciones 106
4.4.5. Reflexiones 107
4.4.6. Transformaciones complejas 107
4.5. Proyecciones 108
4.5.1. Proyecciones axonométricas 108
4.5.2. Proyecciones oblicuas. Caballera 112
4.5.3. Perspectivas cónicas 112
4.5.4. Representación sobre soportes físicos 116

5 Sistemas de representación 117

5.1. Sistemas de representación 118
5.2. Proyecciones 118
5.3. Tipos de sistemas de representación 120
5.3.1. Sistema diédrico 120
5.3.2. Sistema de planos acotados 121
5.3.3. Sistema axonométrico 126
5.3.4. Perspectiva caballera 136
5.3.5. Perspectiva militar 137
5.3.6. Sistema cónico 137

6 Sistema diédrico 141

6.1. Sistema diédrico 142
6.2. El punto 145
6.3. La recta 145
6.3.1. Posiciones de la recta 146
6.3.2. Situación de un punto sobre una recta 149
6.3.3. Posiciones relativas de dos rectas 149
6.4. El plano 150
6.4.1. Posiciones del plano con respecto a los planos de proyección . 151
6.4.2. Modos de definición de un plano 153
6.5. Paralelismo y perpendicularidad 154
6.6. Medición de distancias y ángulos 154
6.6.1. Distancia entre dos puntos 154
6.6.2. Cambio de planos de proyección 155
6.6.3. Aplicaciones de los cambios de planos a la determinación de distancias y ángulos 157
6.7. Sistema diédrico directo 161

7 Primitivas geométricas 163

7.1. Puntos 164
7.2. Curvas 164
7.2.1. Curvas cónicas 165
7.2.2. Curvas cíclicas 170
7.2.3. Hélice cilíndrica 179
7.3. Superficies 180
7.3.1. Superficies regladas 182
7.3.2. Curvas y superficies de forma libre. *Splines* 194
7.3.3. Curvas y superficies de Bézier 195
7.3.4. *B-Splines* 198
7.3.5. NURBS 200

8 Intersección de superficies 205

8.1. Geometría constructiva de cuerpos 206
8.1.1. Operaciones booleanas 206
8.1.2. Árbol GCS 207
8.2. Situación de elementos en el espacio 209
8.3. Procedimiento general de determinación de intersecciones 211
8.3.1. Planos límite 212
8.4. Tipos de intersección 213
8.4.1. Penetración 213
8.4.2. Mordedura 213
8.4.3. Tangencia simple 214
8.4.4. Tangencia doble 214

8.5. Trazado de intersecciones 215
8.5.1. Procedimiento general 215
8.5.2. Uso de planos horizontales 217
8.5.3. Intersección entre superficies de revolución con ejes que se cortan 218
8.6. Visibilidad en la intersección 218
8.7. Intersecciones particulares 220
8.7.1. Intersección de dos cilindros de igual diámetro 220
8.7.2. Intersección de dos cilindros de distinto diámetro 221
8.7.3. Intersección de un cilindro con un paralelepípedo rectángulo 221
8.7.4. Intersección de dos conos con ejes que se cortan 222
8.7.5. Intersección de dos figuras de revolución con eje coincidente 224
8.7.6. Intersección de un cono y un prisma regular de base cuadrada 224
8.7.7. Intersección de un cilindro y una pirámide recta de base cuadrada, con ejes coincidentes 225

9 Vistas normalizadas 227

9.1. Métodos de proyección 228
9.1.1. Sistema europeo 228
9.1.2. Sistema americano 231
9.1.3. Identificación del sistema de proyección 232
9.2. Criterios de selección de las vistas 233
9.3. Otros tipos de vistas: particulares, parciales y locales 233
9.3.1. Vistas auxiliares 235
9.3.2. Construcción de vistas auxiliares 236
9.3.3. Realización de una vista auxiliar doble 239
9.4. Cortes y secciones 242
9.4.1. Rayado 244
9.4.2. Indicación de un corte 246
9.4.3. Corte por planos paralelos y corte por planos sucesivos 247
9.4.4. Medios cortes 248
9.4.5. Roturas 249
9.4.6. Cortes sobre piezas macizas 249
9.4.7. Elementos uniformemente distribuidos en una pieza 251
9.4.8. Secciones 251
9.4.9. Vistas locales 253
9.4.10. Piezas con dos o más vistas idénticas 254
9.4.11. Piezas especulares 255
9.4.12. Indicación de la orientación de las fibras 255
9.5. Simplificación de intersecciones 255
9.6. Otras indicaciones en piezas 256
9.6.1. Piezas simétricas 257
9.6.2. Detalles 258
9.6.3. Líneas de plegado 258
9.6.4. Objetos transparentes 259
9.6.5. Piezas inclinadas redondeadas 259
9.6.6. Partes móviles 261
9.7. Normas de aplicación 261

10 Acotación 263

10.1. Principios generales de acotación 264
10.2. Disposición de las cotas 264
10.2.1. Disposición de las cifras 269
10.3. Acotación de círculos, radios, arcos y esferas 272
10.4. Acotación de cuadrados 274
10.5. Espesores 274
10.6. Cotas deducidas 275
10.7. Resumen de los símbolos utilizados 275
10.8. Disposición general de las cotas 275
10.8.1. Acotación con cotas superpuestas 276
10.8.2. Cotas paramétricas 278
10.9. Elementos equidistantes y elementos repetitivos 278
10.10. Otras indicaciones 280
10.11. Acotación de perfiles 280
10.12. Sistematización del proceso de acotación 280
10.12.1. Elementos constructivos 281
10.13. Acotación para la fabricación 287
10.13.1. Acotación para procesos de arranque de viruta 297
10.13.2. Acotación de roscas 297
10.13.3. Representación y acotación de piezas dobladas y plegadas 300
10.13.4. Representación y acotación de piezas embutidas y estampadas 301
10.13.5. Representación y acotación de piezas fabricadas mediante moldes 302
10.13.6. Piezas en bruto 306
10.13.7. Acotación de indicaciones especiales en superficies 307
10.14. Sistematización del proceso de acotación de una pieza 307
10.15. Criterios para la selección de cotas 311
10.15.1. Procedimiento de fabricación 312
10.15.2. Función de las piezas 312
10.15.3. Verificación y control 313
10.16. Reglas generales 313
10.17. Normativa 314

11 Procesos de fabricación y medición 315

11.1. Clasificación de los procesos de fabricación 316
11.1.1. Fabricación por formación 316
11.1.2. Fabricación por conformación 317
11.2. Fabricación por arranque de material 319
11.2.1. Torneado 319
11.2.2. Taladrado 321
11.2.3. Fresado 322
11.2.4. Cepillado y mortajado 323
11.2.5. Brochado 323
11.2.6. Esmerilado 324
11.2.7. Roscado de piezas 324

11.3. Toma de medidas 325
11.4. Medición de longitudes 326
11.4.1. Regla graduada 326
11.4.2. Compases y calibres 326
11.4.3. Pie de rey 326
11.4.4. Micrómetro 329
11.5. Aparatos para medición de ángulos 331

12 Materiales 333

12.1. Propiedades 334
12.2. Materiales metálicos 335
12.2.1. Fundiciones 335
12.2.2. Aceros 336
12.3. Materiales poliméricos 338
12.3.1. Suministro de los plásticos 340
12.3.2. Reciclaje de los plásticos 341
12.4. Fibras textiles 341
12.4.1. Fibras naturales vegetales y animales 342
12.5. Fibras minerales 342
12.6. Fibras sintéticas y artificiales 343
12.7. Otros materiales 345

13 Tolerancias dimensionales 347

13.1. Tolerancias dimensionales 348
13.1.1. Definiciones 348
13.1.2. Representación de las tolerancias 350
13.1.3. Calidad de la tolerancia 351
13.1.4. Posición de la zona de tolerancia 351
13.2. Ajustes 356
13.2.1. Tipos de ajuste 356
13.2.2. Representación de los ajustes 358
13.2.3. Elección de los ajustes. Aplicaciones 360
13.3. Cálculo de ajustes 361
13.3.1. Determinación de los parámetros del ajuste dadas las tolerancias. 361
13.3.2. Determinación de ajustes normalizados 369
13.3.3. Sistema mixto 369
13.4. Tolerancias generales dimensionales 371
13.5. Verificación de las tolerancias dimensionales 372
13.6. Normativa 373

14 Tolerancias geométricas 375

14.1. Zona de tolerancia 376
14.2. Indicaciones en los dibujos 376

14.2.1. Símbolos 376
14.2.2. Posición de zonas de tolerancia. Cotas teóricamente exactas ... 377
14.2.3. Rectángulo de tolerancia 377
14.3. Referencias y elementos de referencia 379
14.3.1. Establecimiento de referencias 380
14.3.2. Referencia común a dos elementos 381
14.3.3. Sistema de referencias 381
14.3.4. Grupos de elementos definidos como referencias 383
14.3.5. Referencias parciales 383
14.4. Otras indicaciones 384
14.4.1. Forma y orientación de la zona de tolerancia 384
14.4.2. Zonas individuales con igual tolerancia 386
14.4.3. Indicación de "zona común" 386
14.4.4. Tolerancias geométricas aplicadas a longitudes parciales de elementos 386
14.4.5. Tolerancia aplicada a un contorno o a una superficie completa ... 387
14.4.6. Tolerancias y referencias especificadas para roscas, acanaladuras y engranajes 388
14.5. Interpretación de las distintas tolerancias geométricas 389
14.5.1. Tolerancias de forma 389
14.5.2. Tolerancias de orientación 391
14.5.3. Tolerancias de situación 394
14.5.4. Tolerancias de alabeo 396
14.5.5. Tolerancias de perfiles 397
14.6. Tolerancias generales geométricas 399
14.6.1. Tolerancias para elementos aislados 399
14.6.2. Tolerancias para elementos asociados 400
14.7. Relación entre tolerancias dimensionales y geométricas 401
14.7.1. Definiciones 403
14.7.2. Requisito de la envolvente 404
14.7.3. Requisito de máximo material 406
14.7.4. Requisito de mínimo material 409
14.7.5. Especificación conjunta del requisito de envolvente y el requisito de máximo material 411
14.7.6. Requisito de reciprocidad 412
14.7.7. Aplicaciones 413
14.7.8. Piezas no rígidas 423
14.8. Criterios generales de aplicación de las tolerancias geométricas 424
14.8.1. Requisito de envolvente 424
14.8.2. Principio de independencia 425
14.8.3. Requisito de máximo material (MMR) 425
14.8.4. Requisito de mínimo material (LMR) 425
14.8.5. Referencias 425
14.8.6. Tolerancias de forma 425
14.8.7. Tolerancias de orientación 426
14.8.8. Tolerancias de situación 427
14.8.9. Tolerancias de alabeo 428
14.8.10. Tolerancias de perfiles 429
14.9. Normativa 430

15 Análisis funcional 431

15.1. Cadenas de cotas ... 432
15.1.1. Método del caso más desfavorable ... 432
15.1.2. Métodos estadísticos ... 433
15.1.3. Aplicación a montajes y conjuntos ... 435
15.2. Análisis con tolerancias geométricas ... 436
15.2.1. Controles de forma ... 437
15.2.2. Controles de orientación ... 437
15.2.3. Cadena de cotas ... 438
15.2.4. Tolerancias de posición ... 438
15.2.5. Tolerancias de coaxialidad y situación ... 440
15.3. Especificación de tolerancias estadísticas ... 440
15.4. Transferencia de cotas ... 441

16 Estados superficiales 447

16.1. Irregularidades superficiales ... 448
16.2. Definiciones previas ... 448
16.2.1. Símbolos utilizados en los planos ... 449
16.2.2. Indicaciones sobre los símbolos de calidad superficial ... 450
16.2.3. Indicaciones en los dibujos ... 453
16.2.4. Ejemplos ... 456
16.2.5. Estados superficiales y procesos de fabricación ... 457
16.3. Normativa ... 457

17 Uniones permanentes. Soldadura 459

17.1. Uniones soldadas ... 460
17.2. Representación de soldaduras ... 460
17.2.1. Representación gráfica ... 461
17.2.2. Representación simbólica ... 461
17.3. Designación de las uniones soldadas ... 467
17.4. Ejemplo de uniones soldadas ... 469
17.5. Uniones encoladas o adhesivas ... 474
17.5.1. Representación simplificada de juntas encoladas, plegadas y prensadas ... 475
17.6. Normativa ... 476

18 Uniones roscadas. Elementos accesorios, remaches y muelles 477

18.1. Características de una rosca. Definiciones ... 478
18.2. Perfiles de rosca. Tipos ... 479

18.2.1. Rosca métrica ISO 479
18.2.2. Rosca Whitworth 479
18.2.3. Rosca trapezoidal 480
18.2.4. Rosca redonda 480
18.2.5. Rosca en dientes de sierra 481
18.2.6. Designación de las roscas 481
18.3. Funciones de las uniones roscadas 481
18.4. Representación convencional y acotación de las roscas 483
18.5. Tornillos 484
18.5.1. Tornillos metálicos 486
18.5.2. Tornillos para chapa y autoterrajantes 489
18.5.3. Tornillos para madera 489
18.5.4. Acotación longitudinal de tornillos y espárragos 490
18.5.5. Designación de los tornillos 491
18.6. Tuercas 491
18.6.1. Tuercas apretadas con llave 492
18.6.2. Tuercas apretadas a mano 492
18.6.3. Designación de las tuercas 494
18.7. Pernos 494
18.8. Espárragos metálicos 496
18.9. Insertos roscados 496
18.10. Arandelas 498
18.11. Pasadores 499
18.12. Inmovilización de tornillos y tuercas 501
18.12.1. Inmovilización de relativa seguridad 501
18.12.2. Inmovilización total de tornillos y tuercas 504
18.13. Calidades de los materiales de tornillería 504
18.14. Llaves para tornillos y tuercas 505
18.15. Remaches 505
18.15.1. Tipos de remache 506
18.15.2. Diámetros de las espigas 508
18.16. Representación simplificada de los remaches y tornillos 508
18.16.1. Uniones remachadas no normalizadas 509
18.17. Muelles 511
18.17.1. Resortes de compresión 511
18.17.2. Resortes de tracción 514
18.17.3. Resortes de torsión 516
18.17.4. Otros tipos de muelle 518
18.18. Grapillas y abrazaderas 518
18.19. Normativa 519

19 Ejes y árboles. Embragues y acoplamientos 523

19.1. Ejes y árboles 524
19.2. Dimensiones y formas de ejes y árboles 524
19.3. Chavetas y acanaladuras 526
19.3.1. Chavetas longitudinales 527
19.3.2. Enchavetados forzados 527

19.3.3. Enchavetados libres 528
19.3.4. Lengüetas redondas 529
19.3.5. Chavetas tangenciales 530
19.3.6. Representación en planos y acotación de chavetas, lengüetas y ranuras 530

19.4. Ejes acanalados o ejes nervados 532

19.4.1. Ranurados de flancos rectos 532
19.4.2. Ranurados con flancos de evolvente 533
19.4.3. Ranurados con dentado entallado 533
19.4.4. Representación y acotación en planos de acanaladuras 534

19.5. Cojinetes antifricción 536
19.6. Transmisión de movimiento 537

19.6.1. Mecanismo de biela-manivela 537
19.6.2. Levas y excéntricas 539
19.6.3. Levas con movimiento uniforme 540
19.6.4. Levas con movimiento uniformemente acelerado y retardado 541
19.6.5. Levas con movimiento armónico 542
19.6.6. Acotación de levas 543

19.7. Mecanismos de transmisión de giro 543

19.7.1. Trinquetes 543
19.7.2. Acoplamientos de transmisiones 544
19.7.3. Frenos y embragues 547
19.7.4. Freno de tambor 548
19.7.5. Embragues axiales de fricción 548
19.7.6. Frenos de disco 548
19.7.7. Frenos cónicos 548

19.8. Normativa 549

20 Rodamientos 551

20.1. Tipos de rodamientos 552

20.1.1. Rodamientos rígidos de bolas 552
20.1.2. Rodamientos de bolas a rótula 552
20.1.3. Rodamientos de bolas con contacto angular 552
20.1.4. Rodamientos de rodillos cilíndricos 553
20.1.5. Rodamientos de agujas 554
20.1.6. Rodamientos de rodillos a rótula 554
20.1.7. Rodamientos de rodillos cónicos 554
20.1.8. Rodamientos axiales de bolas 555
20.1.9. Rodamientos axiales de rodillos 556
20.1.10. Rodamientos axiales de agujas 556

20.2. Criterios para la selección del tipo de rodamiento 556

20.2.1. Espacio disponible 557
20.2.2. Cargas 558
20.2.3. Desalineación 560
20.2.4. Velocidad 561
20.2.5. Funcionamiento silencioso 562
20.2.6. Rigidez 562
20.2.7. Desplazamiento axial 562
20.2.8. Montaje y desmontaje 563

20.3. Criterios para la selección del tamaño del rodamiento 564
20.3.1. Capacidad de carga y vida 564
20.4. Dimensiones de los rodamientos 564
20.5. Montaje de los rodamientos 565
20.5.1. Disposición de los rodamientos 565
20.5.2. Fijación radial de los rodamientos 567
20.5.3. Fijación axial de los rodamientos 575
20.5.4. Resumen sinóptico de la fijación de los rodamientos radiales ... 577
20.6. Lubricación de los rodamientos 580
20.7. Obturaciones 580
20.7.1. Tipos de obturación 580
20.8. Representación simplificada de rodamientos y obturadores 582
20.8.1. Representación simplificada de rodamientos 582
20.8.2. Representación simplificada de obturadores 585
20.9. Normativa 586

21 Engranajes, cadenas, poleas y correas 589

21.1. Índice de reducción 590
21.2. Engranajes 590
21.2.1. Trenes de engranajes 590
21.2.2. Tipos de engranaje 591
21.2.3. Representación de los engranajes 592
21.2.4. Engranajes cilíndrico-rectos 596
21.2.5. Engranajes cilíndrico-helicoidales 601
21.2.6. Tornillo sin fin y corona 605
21.2.7. Engranajes cónicos 608
21.2.8. Piñón y cremallera 614
21.3. Cadenas 615
21.3.1. Representación en planos 618
21.4. Poleas 619
21.5. Cables 619
21.6. Correas 620
21.7. Normativa 621

Anexo 1. Ejercicios 623

Anexo 2. Tablas de elementos normalizados 825

Índice de términos 859

Bibliografía 869

Prólogo

Hace tiempo terminamos el libro *Dibujo Industrial*. Fue un trabajo largo y extenso que nos ha reportado grandes satisfacciones pero que, sin embargo, consideramos incompleto. En este nuevo libro hemos incluido enseñanzas que entonces habíamos dejado fuera como los sistemas de representación, curvas, técnicas, las primitivas geométricas, las tolerancias estadísticas, etc. Además se han incorporado elementos de máquinas como los embragues o uniones entre piezas como las uniones encoladas. También durante todos estos años han ido apareciendo nuevas normas buscando la descripción lo más génerica posible de los productos, utilizando un lenguaje gráfico a veces conocido y otras veces nuevo.

Se pretenden cubrir los siguientes objetivos generales:

- Desarrollar la capacidad de ver e imaginar las formas geométricas en el espacio y realizar con ellas operaciones mentalmente.
- Aprender a interpretar representaciones planas de cuerpos tridimensionales. En definitiva, interpretar información en modo gráfico (planos, esquemas, gráficos...).
- Conocer la Terminología y los convencionalismos que permiten una universalidad de esta forma de lenguaje, familiarizándose con los términos técnicos.
- Conocer la Normativa y Terminología de la Expresión Gráfica y de la Representación Industrial.
- Valorar la importancia de la normalización como medio de universalizar el lenguaje gráfico.
- Adquirir destreza en la acotación de dibujos. Conocer la normativa y criterios existentes al respecto.
- Saber interpretar dibujos técnicos.
- Inculcar la idea de que una pieza o componente no tiene casi nunca sentido por sí sola sino que debe considerarse siempre en el conjunto o mecanismo al que pertenece.
- Presentar al lector determinados elementos de uso muy común en la industria (roscas, chavetas, engranajes, rodamientos, soldadura, etc.). Saber qué son y para qué se utilizan. Conocer su representación en planos. Conocer la normalización de estos elementos y el uso de catálogos.

El texto manifiesta la importancia y la universalidad del dibujo industrial, indicando los distintos tipos de planos que se pueden utilizar y el porqué de cada uno de ellos. Se indican las características especiales de cada uno ellos. Se describen brevemente las formas de ejecución de los dibujos, haciendo especial énfasis en la croquización y en el dibujo asistido por ordenador.

Se describen las principales caracterísiticas de los sistemas de representación, dedicando un capítulo al sistema diédrico.

Se incluye también un capítulo dedicado a las vistas ortogonales, secciones, cortes, etc., y asimilados los sistemas de representación, así como los convencionalismos elementales utilizados para la representación de un cuerpo, con unas vistas lo más simplificadas y claras posible y que permitan su correcta definición. Seguidamente se estudia la acotación de elementos. Se trata por una parte la norma de acotación así como una metodología sistematizada para determinar las cotas necesarias para definir un cuerpo. La acotación de un cuerpo es fundamental para definirlo y dar sentido a su representación en un plano, que debe contener toda la información necesaria para poder construir la pieza.

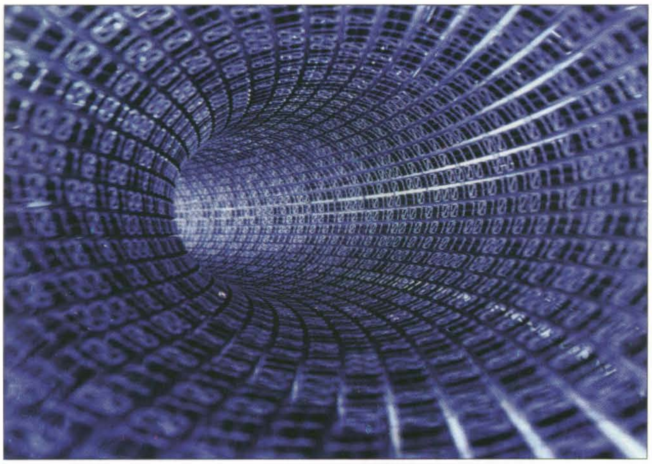
Seguidamente se estudian las tolerancias de fabricación. En la práctica real no es posible construir piezas con las medidas exactas que figuran en los planos. Por este motivo, y para garantizar la intercambiabilidad de unas piezas con otras, es necesario establecer unos sistemas de tolerancias que permitan aceptar una pieza cuya forma, dimensión o estado superficial esté dentro de un rango preestablecido. Surge así la acotación con tolerancias y la definición de estados superficiales. Se estudian los distintos tipos de tolerancias existentes y su aplicación práctica. Se incluye también un tema sobre acabados superficiales.

A continuación se estudian distintos elementos normalizados de uso común en la industria: tuercas, tornillos, chavetas, rodamientos, engranajes, etc. Muchos de estos elementos tienen una representación que es necesario conocer para poder identificarlos en un plano.

No obstante, se ha querido ir más allá de dar a conocer la representación de estos elementos. Se ha pretendido dar un enfoque mucho más tendente al diseño industrial propiamente dicho y a la creatividad.

Por último, en la parte final del texto, se incluyen una serie de planos correspondientes a distintos conjuntos, todos ellos reales. Algunos están totalmente resueltos y completos, otros desarrollados parcialmente, y otros están simplemente con los planos de conjunto dejando al lector la interpretación y el estudio de los mismos.

No nos gustaría olvidarnos de todas las personas que nos han apoyado y que han hecho posible que este texto vea la luz: a nuestros becarios (hoy ya ingenieros) Beatriz Sinobas, Miguel Falcón, Alberto del Olmo y Laura Ortega, a nuestros compañeros de la ETSII Gregorio Romero, Antonio Carretero, José María Cabanellas, Joaquín Maroto, José Manuel Mera, Ernesto Fernández Moncada y Rosa Scala por sus comentarios y observaciones; a Jesús Pérez y a Manuel Laso por la revisión de los temas dedicados a fabricación y materiales, respectivamente; a M.ª Jesús Sánchez-Naranjo por sus aportaciones en el tema de tolerancias estadísticas; a María Rodríguez, Eduardo Pintor, Pedro Clemente y David Granado por el soporte técnico. Y sobre todo a la paciencia infinita de nuestras familias por haberles robado ese tiempo que les pertenecía.



1 Ingeniería gráfica

Introducción

La ingeniería gráfica comprende todas las técnicas de comunicación gráfica que emplean los ingenieros, técnicos y personal no técnico para expresar ideas y conceptos. Estas técnicas han evolucionado de forma paralela al avance tecnológico de la humanidad.

Su aplicación se extiende a cualquier ciencia y técnica y se entremezcla con el lenguaje cotidiano en la mayoría de las ocasiones. Su gran variedad y su enorme facilidad para la comunicación de conceptos hacen de ella una potente herramienta de comprensión prácticamente universal.

De todos es conocido el refrán que dice "una imagen vale más que mil palabras". Existen hoy día cosas que serían imposibles de transmitir sin la fuerza de las imágenes. Descripciones de futuros asentamientos de edificios, puentes, maquinaria, etcétera, en un entorno, se realizan fácilmente por ordenador mediante las técnicas de simulación fotorrealista. Gracias a ellas es muy fácil determinar el impacto en el entorno.

Sin embargo, no es necesario ir tan lejos para comprobar la fuerza de las imágenes. Las señales de tráfico, los símbolos de los cuadros de mandos de una maquinaria, las instrucciones de montaje de un electrodoméstico, el esquema de conexión de un equipo de sonido, etcétera, tienen un alto contenido de información transmitida de manera gráfica. Por eso es necesario familiarizarse con las formas y los usos de este tipo de información. Los ingenieros no son ajenos a esta tendencia y emplean las técnicas gráficas cada vez con mayor frecuencia. Su utilización abarca desde los planos tradicionales de definición de elementos a las modernas interfaces que ofrecen los programas de ordenador.

En este capítulo se presenta una breve evolución histórica de la ingeniería gráfica, comenzando desde las primeras pinturas prehistóricas y terminando por las más actuales tecnologías informáticas.

También se indica en el capítulo cuál es, a juicio de los autores, el cuerpo de conocimientos y conceptos que cubren la ingeniería gráfica, que abarca la geometría, los sistemas de representación, la informática gráfica, normalización y especificaciones de producto.

Se describen también los distintos tipos de herramientas que se utilizan en diseño.

Por último, se presentan las diferentes técnicas de visualización y representación de la información que se utilizan en la actualidad.

1.1. Breve historia de la ingeniería gráfica

El dibujo, desde el principio de los tiempos, ha sido una forma de expresión humana. Los primeros dibujos conocidos son pinturas prehistóricas que representan animales y temas de caza (figura 1.1), aunque no se sabe en realidad si trataban de comunicar algo o era simplemente una expresión de los sentimientos propios de los individuos que realizaron la pintura.

Figura 1.1. Dibujos de la cueva de Altamira (Cantabria).

Figura 1.2. Dibujos y pictogramas egipcios.

El primer dibujo similar a los dibujos industriales actuales conocido en la historia corresponde a una vista en planta de una fortaleza que aparece en la tablilla de un escriba caldeo alrededor del 4000 a. C. Los egipcios (2500-1000 a. C.) realizaron sus dibujos en papiros y muros, utilizando pictogramas como escritura (figura 1.2).

Los griegos desarrollaron planos con fines constructivos para la edificación de sus templos. También perfeccionaron la Geometría, partiendo de conceptos abstractos de punto, recta y plano.

Los romanos dejaron pinturas y frescos, donde se aprecia el alto grado de evolución de la pintura con la inclusión de paisajes que intentan dar profundidad a sus representaciones. En el tratado *De Architectura* del arquitecto romano Vitrubio (30 a. C.) se explican procedimientos de trazado y construcción geométricos sencillos. Él dijo que "el arquitecto debe ser habilidoso con el lapicero y debe tener tal conocimiento del dibujo que rápidamente sea capaz de realizar los dibujos necesarios para representar las obras que se propone construir".

Durante la Edad Media se paraliza el desarrollo de las técnicas de expresión gráfica. Los grandes monumentos construidos durante este período se hicieron con planos, pero dichos documentos eran normalmente destruidos por el secreto profesional que existía entre los diferentes gremios artesanales de la época, llegando muy pocos hasta nuestros días. Un ejemplo de estos dibujos se aprecia en la figura 1.3.

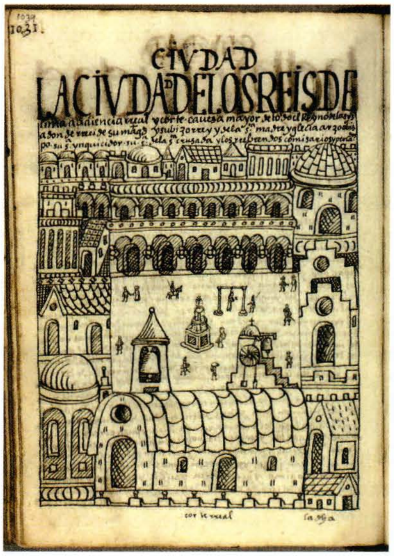


Figura 1.3. Representación de una iglesia en Santiago de Cuzco. Siglo xvi.

En el Renacimiento se producen los primeros cuadros con perspectiva. Piero Della Francesca (1416-1492) y Alberto Durero (1471-1528) realizan dibujos presentando objetos con varias vistas. Leonardo da Vinci (1452-1519) realiza multitud de esquemas de máquinas presentándolas desde diferentes puntos de vista. Su profundo estudio de la naturaleza, unido a su increíble creatividad, dieron lugar a máquinas que las limitaciones técnicas de su tiempo impidieron realizar (figura 1.4). Junto a los arquitectos Felipe Brunelleschi (1377-1446) y León Baptista Alberti (1404-1472) impulsó las técnicas proyectivas.

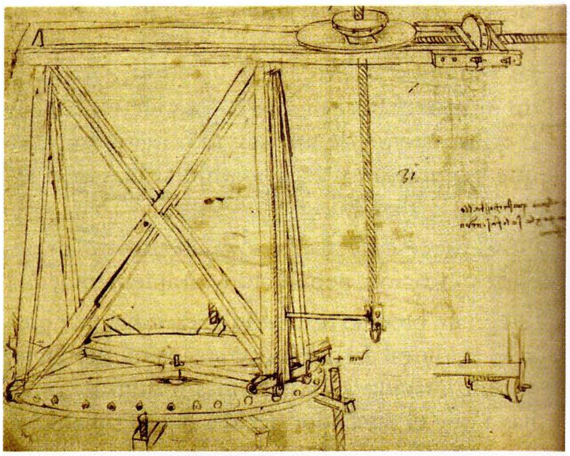


FIGURA 1.4. ARTEFACTO CON POLEAS DE LEONARDO DA VINCI.

Sin embargo, el impulso más fuerte hacia el dibujo industrial actual viene de la mano de Gaspard Monge (1743-1818), matemático francés al servicio de Napoleón. En su tratado *Geometría Descriptiva* presenta las bases de esta ciencia capaz de representar objetos 3D en el espacio bidimensional (figura 1.5). Estas técnicas se mantuvieron en secreto durante unos treinta años en el ejército francés debido a su gran eficacia. Los principios fundamentales de la obra de Monge continúan vigentes en la actualidad. Se desarrollaron a partir de esta época instrumentos de dibujo como la escuadra y el cartabón, compases con mina de grafito, etcétera.

Paralelamente se había desarrollado la teoría de la perspectiva, poniéndose a punto el sistema de perspectiva cónica como auxiliar de la pintura. Posteriormente Weisbach desarrolló los fundamentos del sistema axonométrico, cuya aplicación práctica al dibujo se debe a Quitin Sella.

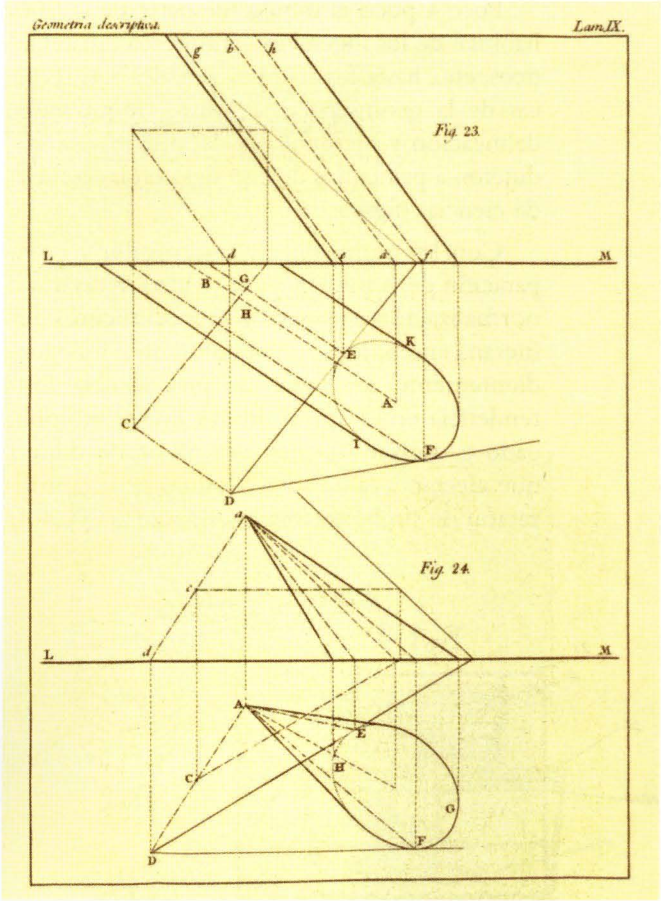


FIGURA 1.5. GRABADO ORIGINAL DE GASPARD MONGE.

El reverendo William Farish (1759-1837) en su obra *On Iso-metrical perspective* estableció las bases del sistema isométrico de representación que fue leída en 1820 en Cambridge (Inglaterra).

Las técnicas de Monge fueron exportadas a Estados Unidos por Claude Crozet, que publicó el primer libro de geometría descriptiva en inglés en 1821. En los años inmediatamente posteriores, estos principios fueron aceptados por la inmensa mayoría de las universidades. Una idea que surgió paralelamente a este proceso fue la de intercambiabilidad de piezas en la fabricación de armas, para lo cual se aplicaron estos principios de dibujo.

Hasta el siglo XIX, los dibujos se solían trazar en el sistema de proyección conocido como *sistema europeo* o *del primer cuadrante*. Sin embargo, en Estados Unidos se empezó a utilizar el sistema del *tercer cuadrante* o *sistema americano*, argumentando que las posiciones en este sistema son más naturales o lógicas.

Poco a poco el dibujo fue parte de la labor habitual de los ingenieros, arquitectos, matemáticos, etc., hasta los tiempos actuales. Las técnicas de la geometría descriptiva, croquización, delineación y metodología del diseño se introdujeron a principios de este siglo en las escuelas de ciencias (figura 1.6).

Con las facilidades de transmisión y comparación de la información se hizo necesaria la normalización de signos y procedimientos que fueran entendidos universalmente, independientemente del lugar de procedencia. Esta tendencia no escapó al dibujo, que se vio obligado a utilizar normas específicas de dibujo, que afectan a la ejecución así como a la utilización de símbolos universalmente aceptados.

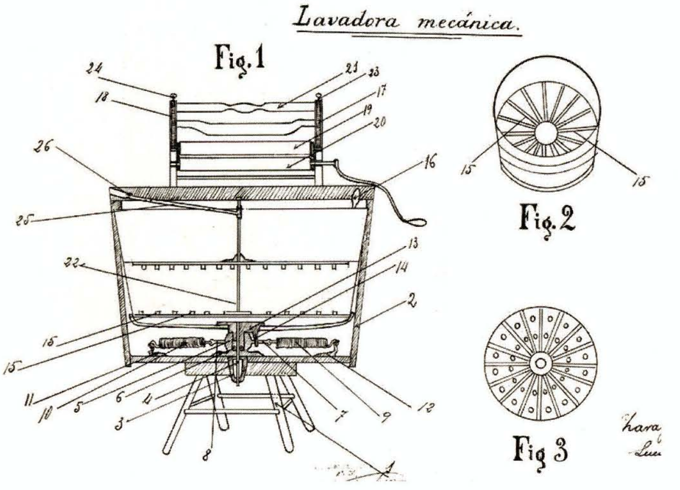


FIGURA 1.6. PATENTE N.º 58207 "PROCEDIMIENTO APLICABLE A LA CONSERVACIÓN Y DEPILACIÓN DE LAS PIELES EN BRUTO, ASÍ COMO A LA LIMPIEZA DE LA PIEL Y DEL PELO SEPARADAMENTE" POR HENRI VIDAL. 11 DE MAYO DE 1914.
MUSEO VIRTUAL. OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS (WWW.OEPM.ES).

La última gran revolución ha venido con la incorporación de los ordenadores y el CAD (*Computer Aided Design,* diseño asistido por ordenador), que permitió acceder a diseños más complejos e integrales, y que facilitó enormemente la edición y corrección de dibujos técnicos y su transmisión por medios telemáticos. El primer programa de CAD fue creado por Ivan Sutherland, denominándose "Sketch Pad", y ha servido de base para desarrollos posteriores. La adaptación de los programas de dibujo a la concepción del diseño ha desembocado en los programas de CAD inteligentes. La aplicación de nuevos algoritmos y la introducción de técnicas de inteligencia artificial están revolucionando este campo continuamente.

1.2. LA INGENIERÍA GRÁFICA EN EL PROCESO DE DISEÑO

El uso de los sistemas CAD ha supuesto una auténtica revolución, no solamente en lo que se refiere a las herramientas para confeccionar planos, sino también en el proceso de diseño en sí. Los nuevos productos parten de la necesidad de satisfacer el mercado. Normalmente se diseñan productos que no existen o se producen mejoras sobre los ya existentes. La construcción de un puente es un ejemplo de producto nuevo, y la construcción de un aspirador más compacto que ocupe menos espacio en una casa es el rediseño de algo existente.

El proceso de diseño se puede dividir en tres partes: creación, depuración e implementación.

En un proceso de diseño tradicional, este proceso era lineal. El diseñador creaba un producto; a continuación sufría algunas modificaciones, hasta que el diseñador decidía que el diseño había concluido. Este producto pasaba a producción, y finalmente era necesario venderlo. Sin embargo este producto fue creado, en muchas ocasiones, sin tener un conocimiento exacto de los métodos de producción de que disponía la empresa, por lo que muchas veces provocaba un elevado coste de fabricación que encarecía el producto. Por otra parte, era posible que ese producto no cumpliera las expectativas del mercado, por lo que la venta resultaba complicada.

Gracias a las técnicas de ingeniería concurrente el proceso de diseño ha mejorado en todos sus aspectos. La ingeniería concurrente pone a todas las áreas implicadas en la obtención de un nuevo producto en contacto. Es decir, el diseño se realiza considerando las propuestas de todos los departamentos involucrados, optimizando el diseño a los procesos productivos y analizando las exigencias del mercado. La ingeniería concurrente implica la coordinación de funciones técnicas y no tan técnicas del diseño y la fabricación. Este cambio ha resultado el mayor cambio en la forma en que los ingenieros efectúan su trabajo (figura 1.7).

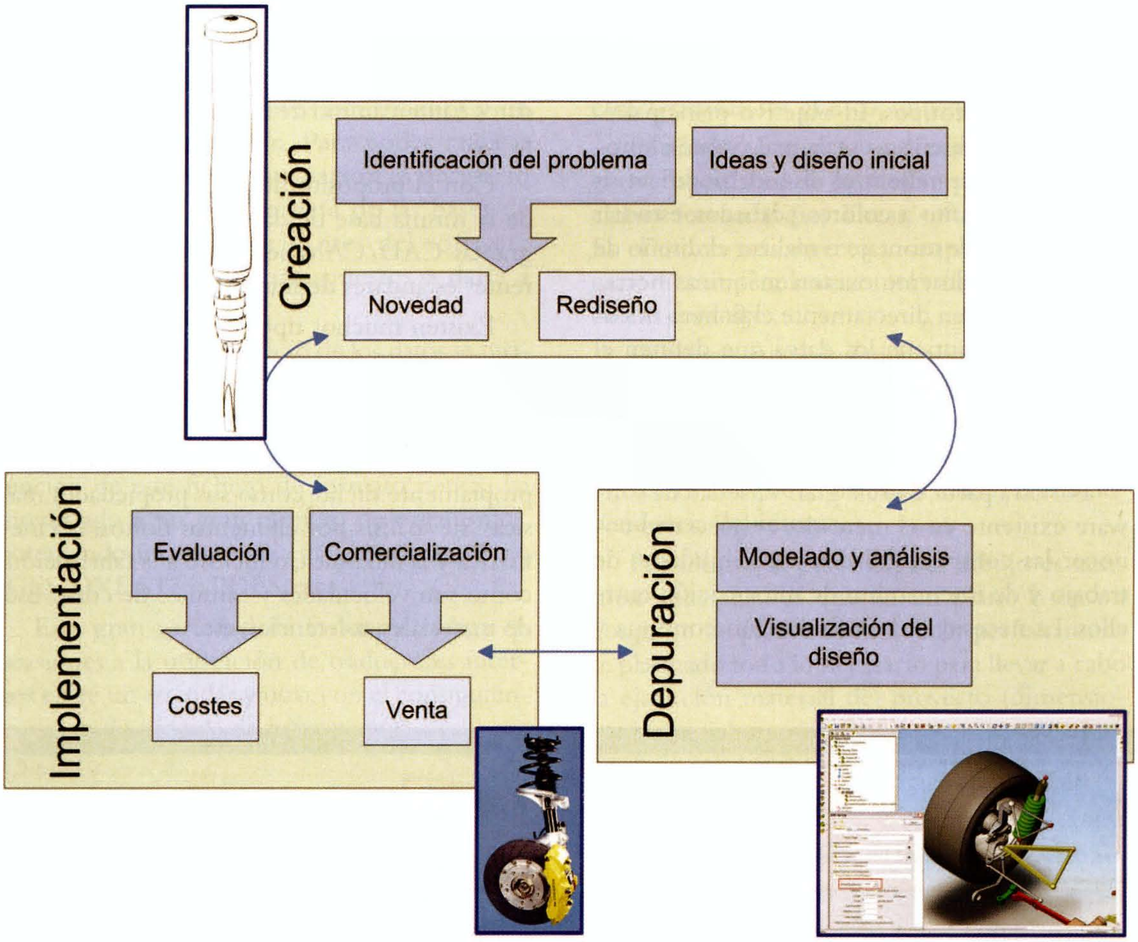


FIGURA 1.7. PROCESO DE DISEÑO.

Las técnicas de ingeniería concurrente hacen que el volumen de información intercambiada entre los diferentes agentes que intervienen en el proceso de diseño sea enorme. En el proceso de diseño se parte de una idea normalmente esbozada sobre papel: un croquis. En él, los detalles no están perfectamente definidos y requiere posteriores retoques y una elaboración posterior. El diseñador debe recopilar toda la información existente en ese momento, estudiar los productos de la competencia y conocer las necesidades del cliente antes de proceder al diseño definitivo.

Se debe realizar un diseño que integre cada uno de los aspectos que van a ser afectados por su implantación, sin olvidar ninguna de las áreas.

El siguiente paso consiste en modelar geométricamente este diseño. Para ello se utilizan programas CAD *(Computer Aided Design)*. La utilización de programas de diseño asistido por ordenador hoy no es extraña. Existe una gran variedad de ellos dispuestos a satisfacer las exigencias de los usuarios.

Por medio de un programa de CAD, el diseñador puede dibujar los planos del diseño, añadir sus especificaciones, generar sus perspectivas, etcétera. Además se simplifica considerablemente la edición y modificación del diseño. Se dispone de herramientas para la ejecución de dibujos repetitivos, incluso es posible realizar recuentos de materiales y de costes.

La existencia de programas informáticos permite simular fenómenos físicos y estudiar el comportamiento del producto ante ellos. De esta forma, antes de producir un prototipo, se conoce con gran exactitud el comportamiento, el aspecto físico, la imagen o el montaje del mismo sin necesidad de su existencia real.

A las primeras piezas realizadas a modo de ejemplo, con fines no comerciales, pero que reproducen el diseño con gran exactitud, se las denomina prototipos. El objetivo principal es reproducir el diseño a escala real. Sobre el prototipo se puede refinar el diseño, modificar su aspecto en cuanto a colores, acabados, estudiar posibilidades de montaje o realizar el diseño de utillajes. Actualmente existen máquinas herramientas que leen directamente el fichero informático que contiene los datos que definen el diseño, y es posible la construcción de prototipos en 24 horas. A estas técnicas se las denomina diseño de prototipos rápidos.

Por otra parte, dada la gran variedad de software existente en el mercado, es necesario conocer las compatibilidades y posibilidades de trabajo y de intercambio de información entre ellos. La necesidad de información continua y actualizada entre todos los departamentos involucrados en el diseño ha ocasionado la aparición de nuevas posibilidades de intercambio de datos e intercambio de ficheros de diseño (figura 1.8).

Con el propósito de permitir la utilización de la misma base de datos por diferentes programas CAD/CAM se desarrollaron los diferentes estándares de intercambio de datos.

Existen muchos tipos de datos que pueden ser compartidos entre las bases de datos CAD/CAM. Normalmente se almacena información relativa a la geometría, topología, capas, unidades de medida, precisión, etc., o al diseño propiamente dicho, como sus propiedades másicas, su análisis por elementos finitos, la cinemática y la dinámica, o incluso a la fabricación, como son velocidades y caminos de corte, lista de materiales, tolerancias, etc.

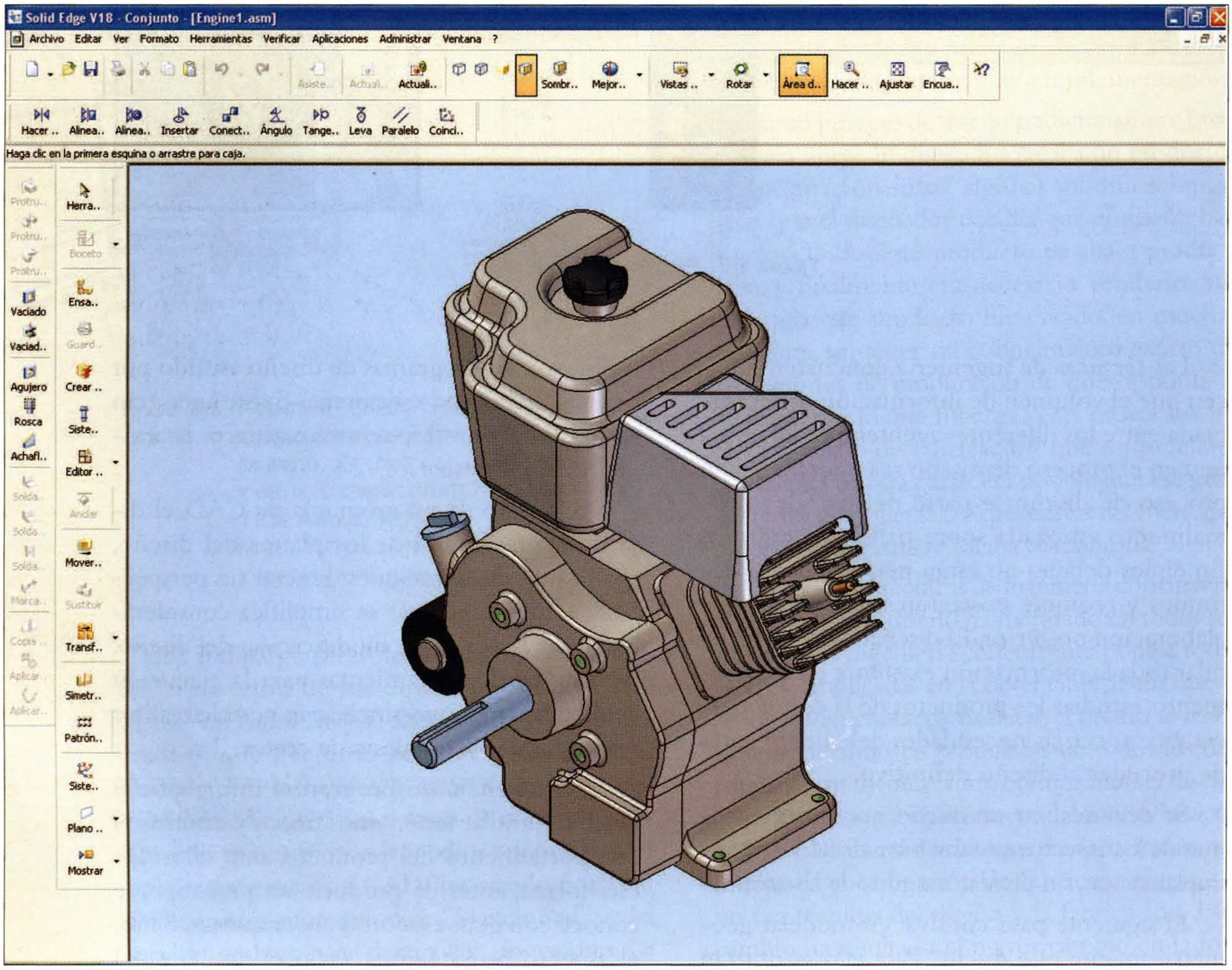


FIGURA 1.8. ASPECTO DE UN PROGRAMA CAD.

El intercambio directo tiene la ventaja de realizar el intercambio de una sola vez, reduciendo el tiempo de transferencia, eliminando la necesidad de archivos intermedios y sin pérdida de información. Para poder realizar este intercambio de información es necesario conocer la estructura exacta de las bases de datos, aunque los fabricantes del software normalmente no están dispuestos a darla a conocer.

El intercambio indirecto de los datos se produce transformando los datos de cada sistema de CAD utilizando un formato neutro y conocido, y recuperándolos de la manera contraria. La obtención de este fichero de formato neutro ha movilizado a un gran número de organismos, obteniendo una serie de estándares tales como IGES, DXF, STEP, PDES, etc.

Esta gran variedad de formatos obliga en ocasiones a la utilización de traductores internos entre un estándar y otro, con el consiguiente riesgo de pérdida de información.

1.3. Ingeniería gráfica

El ingeniero es una persona a la que cada vez se le exigen mayores dotes de creatividad. Una vez que se ha planteado el problema técnico, el ingeniero busca una solución basándose en su imaginación, inteligencia, conocimientos profesionales y dotes deductivas. Esta solución deberá ser planteada y comunicada primero al ingeniero mismo, durante los procesos de abstracción mental durante la realización del proyecto, y después a los demás.

La comunicación presenta diversas formas de expresión: oral, quizá la más habitual; también escrita, y por último un lenguaje universalmente admitido, que es el dibujo.

El dibujo técnico es el lenguaje a través del cual el técnico registra por un lado sus ideas y la información exterior, y por otro las comunica a otras personas para su materialización práctica.

Por otra parte, mientras el ingeniero no sea capaz de pensar gráficamente, sus limitaciones creativas serán enormes y tendrá grandes problemas para resolver correctamente un determinado problema técnico.

Para que el dibujo técnico sea verdaderamente útil y cumpla los requisitos de medio de expresión y comunicación debe tener varias características: ser gráfico, universal y preciso.

El dibujo técnico es un lenguaje gráfico en el que las palabras se sustituyen por representaciones formadas por líneas, cifras y símbolos. Es el modo más directo y simple de comunicación entre técnicos, con el taller, con la obra, con el montaje...

La característica de universalidad es también básica. De igual forma que el lenguaje oral y escrito es diferente para cada idioma, dicha universalidad hace que una representación gráfica pueda ser comprendida por técnicos con independencia del idioma.

Por último, la precisión del dibujo es también necesaria, ya que en un plano o en un conjunto de planos debe quedar perfectamente plasmado todo lo necesario para llevar a cabo la ejecución material del proyecto (dimensiones, materiales, montajes...).

1.4. Conceptos fundamentales

El cuerpo de conocimientos que comprende la ingeniería gráfica se puede clasificar básicamente en tres grandes bloques de un primer nivel: geometría, sistemas de representación e informática gráfica. Posteriormente, en un segundo nivel se encuentran aspectos más evolucionados, como técnicas de diseño, ingeniería concurrente, y en general su aplicación al diseño mecánico, ingeniería civil, etc.

1.4.1. Geometría

La geometría, en general, tiene por objeto el estudio de las formas geométricas y, en particular, la medida de su extensión. Ayuda a desarrollar tanto la capacidad intelectual como la de crear y manipular las formas. La Geometría del Espacio es la parte de la geometría relativa a cuerpos situados en cualquier posición del espacio.

Es básico tener unos conocimientos sólidos de geometría, aunque bien es cierto que estos conceptos no son exclusividad de la ingeniería

gráfica, sino que están también directamente relacionados con la formación matemática del alumno.

Los conceptos de la Geometría Constructiva de Cuerpos son completamente necesarios para concebir cómo construir y, en definitiva, cómo diseñar una pieza determinada. La Geometría Constructiva de Cuerpos no es solamente uno de los modelos matemáticos que utilizan los sistemas CAD para el modelado geométrico. Es toda una metodología y una filosofía que ayuda a concebir las piezas en el espacio y a ir elaborando cada vez piezas más complejas de una forma conceptual, progresiva y gradual. Servirá además para decidir los criterios necesarios para establecer las vistas que definirán una pieza y su acotación.

1.4.2. Sistemas de representación

En todas las representaciones realizadas por el hombre, consciente o inconscientemente se ha empleado el concepto de *proyección,* que es uno de los fundamentales de las técnicas de representación. Este concepto es la base de los sistemas de representación empleados en la Geometría Descriptiva, y cuyo conocimiento es esencial para comprender los fundamentos del Dibujo Técnico.

Dado que el objetivo final de las representaciones es muy variado, puesto que no es lo mismo la representación de un edificio para su construcción que para mostrar al público la configuración final de la obra y el entorno o la del terreno sobre el que va a construirse, o la de una pieza que lo componga, ha de emplearse en cada caso el tipo de proyección más adecuado para ese objetivo final.

Independientemente de la proyección que se emplee, la representación realizada siempre ha de cumplir las siguientes premisas: ha de representar completamente el objeto; ha de ser comprendida perfectamente por otras personas con la formación suficiente; ha de ser biunívoca, permitiendo construir perfectamente el objeto a partir de su representación; ha de mostrar las formas y dimensiones reales, y debe ser de ejecución sencilla.

El principal objetivo que persiguen los sistemas de representación es conseguir plasmar en un espacio de dos dimensiones (papel, pizarra, pantalla del ordenador, etc.), la verdadera forma y dimensiones de las superficies y cuerpos reales, que, por tanto, tienen tres dimensiones.

Los sistemas diédrico y de planos acotados permiten representar objetos y cuerpos y realizar sobre ellos cálculos geométricos y la toma de medidas de una forma muy precisa y rápida. El primero de ellos, el diédrico, es el sistema de representación utilizado en la técnica casi en exclusiva para la realización de planos de elementos, construcciones y sistemas, cuando se trata de transmitir información técnica con precisión, incluso con carácter contractual y legal. El sistema de planos acotados tiene su importancia en el dibujo topográfico, similar al diédrico en el resto de la técnica.

Para representar un cuerpo de forma que de un golpe de vista se tenga una imagen espacial completa e intuitiva se emplean los sistemas de representación axonométrico y cónico. Las representaciones de estos sistemas, que permiten ver las tres dimensiones de un objeto en el plano, se denominan *perspectivas.*

El sistema axonométrico está indicado para cuerpos, objetos o conjuntos de tamaño pequeño o medio, situados a media distancia, donde no tiene importancia la deformación óptica natural. Es ideal para las perspectivas de piezas mecánicas.

El sistema cónico es adecuado para objetos de gran tamaño, como construcciones, donde la deformación óptica es importante e imprescindible para una representación realista.

1.4.3. Informática gráfica

Cualquier problema de gráficos con ordenador, ya sea bidimensional o tridimensional, se reduce a la especificación de un conjunto de puntos de un espacio plano que serán unidos mediante una serie de primitivas gráficas (líneas, arcos, círculos, etc.). Deben conocerse de esta forma la metodología y la algorítmica usadas por un ordenador para conseguir manipular esta información y transformar estos puntos dentro de un espacio bidimensional con el fin de

obtener la geometría final deseada, o para realizar matemáticamente transformaciones y proyecciones espaciales que permitan representar geometrías tridimensionales sobre un soporte plano (la pantalla de un ordenador o el papel de un trazador).

Se debe estudiar la forma de hacer transformaciones en una geometría 2D o 3D, tratando la forma general de estas transformaciones y detallando la manera de realizar traslaciones, giros, escalados, deformaciones y simetrías. Para representar la geometría tridimensional sobre un soporte plano, se hace necesario proyectar sobre un plano (coincidente con el del soporte de representación). La transformación realizada, denominada *proyección*, permite representar la geometría tridimensional sobre el soporte plano, estudiándose la forma de realizar proyecciones axonométricas y vistas diédricas.

Deben conocerse también los distintos métodos utilizados para representar objetos en el ordenador de forma realista, distinguiendo entre aspectos tales como modelos de alambre, modelos sólidos, Gouraud, Phong, Raytracing, etc., así como los tipos de curvas y superficies de aproximación y de interpolación.

Asimismo deben conocerse las características de hardware y software utilizado en Ingeniería Gráfica, tratándose conceptos tales como: hardware, dispositivos de entrada, arquitectura del sistema informático, procesador, memoria física y memoria virtual, dispositivos de almacenamiento, dispositivos de salida, resolución, funcionamiento de un monitor, teoría de color, color aditivo y sustractivo, paletas de color, modos de color, memoria gráfica, tipo de pantallas, planos de bit, buffer de imágenes, Z-buffer, doble-buffer, transparencias y texturas, y un sinfín más de nuevos conceptos que van apareciendo día a día conforme evoluciona la tecnología informática.

1.4.4. Normalización

Los apartados anteriores han introducido los conceptos geométricos necesarios para la realización de dibujos técnicos. El objetivo del Dibujo Técnico es la representación completa de cuerpos simples y complejos, individuales o en conjunto, con el propósito de transmitir la información de la geometría, las dimensiones y las características técnicas de la manera más exacta, clara y sencilla posible. El instrumento de transmisión de la información del Dibujo Técnico es el documento denominado *plano.*

Normas de dibujo

El dibujo técnico está basado, en primer lugar, en un sistema de proyección. Ningún sistema de representación es ideal, pero es claro que el más exacto y sencillo en cuanto a trazado es el sistema de proyecciones diédricas ortogonales. Como los primeros requisitos del dibujo técnico son la exactitud y la sencillez de la representación, el sistema de proyección diédrico ortogonal es el empleado unánimemente.

Dado que el sistema diédrico es poco intuitivo y requiere una cierta experiencia para manejarlo con soltura, desde los primeros pasos es necesario acostumbrarse a seguir de forma estricta algunas normas elementales.

Dentro del sistema de proyecciones ortogonales existen las dos variantes fundamentales mencionadas anteriormente denominadas *sistema europeo* o *del primer cuadrante* y *sistema americano* o *del tercer cuadrante.* Las diferencias entre ambos sistemas son pequeñas, pero es importante desde el primer momento ver con claridad que en dibujo técnico pequeños detalles pueden ser vitales de cara al objetivo de transmitir información.

La representación de un objeto en dibujo técnico no se limita a obtener sus proyecciones, sino que existen una serie de símbolos que se añaden y que modifican las proyecciones para completar la información referente a dicho objeto. Símbolos de este estilo son los diferentes tipos de línea con los que se traza una proyección, la representación de líneas imaginarias como ejes, la inscripción de las dimensiones del objeto mediante cotas, etcétera. A la proyección corregida y completada con los símbolos adicionales se le denomina *vista* del objeto. La representación de un objeto en dibujo técnico se hace pues en base a una o varias vistas del mismo.

Uno de los aspectos más importantes del dibujo técnico, estrechamente relacionado con los objetivos de claridad y sencillez, es saber escoger las vistas necesarias y suficientes para la correcta representación del objeto. Tanto un

número menor como uno mayor de vistas o una selección incorrecta de las mismas pueden conducir a una representación inexacta, confusa o complicada, violando los principios fundamentales del dibujo técnico.

Se deben tratar aspectos tales como los principios básicos de las vistas diédricas y los principios generales de su representación, las vistas seccionadas, las vistas particulares y las vistas especiales, las perspectivas y la acotación.

Diseño del producto

No solamente deben estudiarse las piezas aisladas, sino que hay que tratar también los criterios generales que deben seguirse en la elaboración de un plano de conjunto y las características particulares de estos planos, con objeto de ejercitarse en la interpretación de planos de conjunto. En el caso específico del diseño mecánico se pretende que se averigüe su funcionamiento, para qué vale cada pieza, el porqué de sus formas, etc. Se pretende también ser capaz de reconstruir un conjunto partiendo de sus componentes.

Además, existen una serie de elementos que aparecen muy a menudo en casi cualquier conjunto mecánico: tuercas, tornillos, chavetas, rodamientos, engranajes, etcétera. Muchos de estos elementos tienen una representación que es necesario conocer para poder identificarlos en un plano (es impensable que un ingeniero no identifique, por ejemplo, un rodamiento, y a la hora de hacer el despiece correspondiente incluya una lista de piezas con los aros por separado, las jaulas y los elementos rodantes).

De esta forma, se debe hacer especial hincapié en la función de cada elemento, en qué casos se utiliza, cuál es la forma correcta de montarlo en un conjunto, etcétera, realizando, en un principio, un prediseño de la máquina, huyendo, en esta primera etapa, de los cálculos objeto de otras disciplinas como la resistencia de materiales o el cálculo de elementos de máquinas. En esta primera etapa, los cálculos realizados, cuando son necesarios, se limitan a cálculos puramente geométricos.

Se debe insistir, también, en las designaciones normalizadas de elementos. Un ingeniero debe tener muy claro que rara vez puede disponer de un rodamiento a medida (y si puede disponer de él, seguramente su precio será elevadísimo), por lo que tendrá que elegir entre los que le ofrece un determinado catálogo. La normalización ha permitido la existencia en el mercado de un gran número de piezas adaptadas a la normativa internacional, con unas series de dimensiones establecidas.

Los conceptos anteriores relativos específicamente al diseño mecánico son perfectamente aplicables en ingeniería civil o en otras áreas.

1.4.5. Especificaciones del diseño del producto

En la práctica real, no es posible construir piezas con las medidas exactas que figuran en los planos. Por este motivo, y para garantizar la intercambiabilidad de unas piezas con otras, es necesario establecer unos sistemas de tolerancia que permitan aceptar una pieza cuya forma, dimensión o estado superficial esté dentro de un rango preestablecido. Surge así la acotación con tolerancias y la definición de estados superficiales. Asimismo, deben conocerse las técnicas actuales de definición, especificación y gestión del diseño del producto, aplicando conceptos como análisis funcional, tolerancias y GD&T.

El análisis funcional consiste en realizar una selección razonada de las condiciones dimensionales y geométricas con objeto de especificar solamente las que afecten directamente a las condiciones de aptitud del producto para su utilización prevista. Se trata pues de una metodología de especificación y de descripción del producto que define una pieza basándose en cómo funciona en el producto final.

En general, se han desarrollado tres tipos de tolerancias: tolerancias dimensionales, tolerancias geométricas y tolerancias operacionales. Las dos primeras categorías se usan básicamente en el diseño del producto, mientras que la tercera se usa en el diseño del proceso.

Las tolerancias dimensionales se basan en las cotas de la pieza. Existen varios métodos para su definición: condición más desfavorable y tolerancias estadísticas. Estos métodos se denominan también modelos paramétricos porque son las cotas (valores numéricos) las que se utilizan como parámetros de control de los modelos matemáticos usados.

Las *cadenas de cotas* son la técnica típica usada para este tipo de métodos. Pueden analizarse teniendo en cuenta el método convencional de la condición más desfavorable o mediante enfoques estadísticos.

Las *tolerancias geométricas* aplican tolerancias directamente a atributos de elemento. Un elemento se define como una forma característica (o *feature*), por ejemplo un agujero, una ranura, o una superficie plana, que forma parte de una pieza. Los atributos que caracterizan el elemento pueden ser tamaño, posición, forma o situación espacial.

Las tolerancias geométricas nacen con el objeto de superar ambigüedades que plantee el uso exclusivo de tolerancias dimensionales, permitiendo una definición más precisa del producto y de sus condiciones funcionales.

Las tolerancias geométricas se fundamentan en tres ideas básicas: el establecimiento de una tolerancia geométrica para un elemento exige que éste se inscriba dentro de la zona de tolerancia con una forma y dimensión especificadas por ella; una tolerancia geométrica solamente controla explícitamente la propiedad del elemento a la que se aplica, pero puede controlar implícitamente otras tolerancias; determinadas zonas de tolerancia pueden situarse libremente en el espacio, mientras que otras se sitúan en las piezas mediante referencias y sistemas de referencias.

Los conceptos englobados en lo que se denomina GD&T *(Geometric Dimensioning and Tolerancing)* son fundamentales. Deben conocerse y comprenderse los criterios de aplicación y la forma de especificación de cada grupo de tolerancias geométricas, tratándose aspectos como: requisito de máximo material, de mínimo material, de independencia, de envolvente, sistemas de referencia o métodos de verificación, teniendo en cuenta para cada tipo de tolerancia la forma de la zona de tolerancia, el tipo de elementos a los que se aplica, las aplicaciones industriales más usuales y los controles indirectos (es decir, las tolerancias que controlan indirectamente a una dada), especificando para cada una cuándo y en qué condiciones pueden y deben aplicarse.

1.5. Herramientas de diseño

1.5.1. Métodos tradicionales

Hasta hace relativamente poco era normal encontrar grandes mesas de dibujo en las oficinas técnicas, estudios de arquitectura, consultoras de ingeniería y demás espacios de diseño.

En estas mesas los delineantes y proyectistas daban forma definitiva a los diseños dibujando, ayudados de reglas, plantillas, estilógrafos de tinta, etc., sobre papeles blancos, vegetales o de poliéster, basándose en unos croquis previos. Los planos se guardaban en voluminosos armarios y las pequeñas rectificaciones del diseño se realizaban sobre los planos originales raspando o borrando las líneas sobrantes.

Poco a poco estas mesas están siendo reemplazadas por equipos informáticos conectados a trazadores gráficos. Estos cambios no han afectado únicamente al mobiliario de las oficinas, sino que han obligado a las personas involucradas en el diseño a un cambio de mentalidad impuesto por los sistemas de diseño por ordenador.

Hoy en día, el uso de elementos de dibujo tradicionales como el compás y el tablero de dibujo está totalmente acabado. Solamente tiene sentido en la medida en la que sea posible utilizar un ordenador para realizar un plano. En la industria son piezas de museo, y únicamente en la enseñanza básica anterior a la universitaria puede tener algún sentido, puramente formativo y para adquirir destreza a la hora de manejar instrumentos de dibujo (igual que se aprende caligrafía en las enseñanzas básicas).

1.5.2. Croquización

La *croquización,* o el *dibujo a mano alzada,* es básica para el ingeniero. Es la forma que más comúnmente ha de tener que utilizar para comunicarse en el taller con los operarios o simplemente para transmitir ideas. Es necesario enseñar a realizar ejercicios se realicen a mano alzada, ya que cuando sea necesaria una calidad de acabado de delineación, éstos se realizan siempre con un sistema CAD.

Aspectos como la limpieza, la proporción o el orden, se deben aplicar a cualquier realización gráfica. También se realizará una breve descripción de los instrumentos de dibujo, ya sea los necesarios para dibujar a mano alzada o los de dibujo a mano con precisión.

De cualquier forma que se realice el dibujo, siempre existirá un primer borrador o *boceto* donde se definirán las ideas básicas del diseño, sus proporciones aproximadas, soluciones a pequeños detalles, que el técnico siempre tiene que realizar, por una parte, para conseguir una mejor solución, y por otra como medio de expresión y comunicación de las soluciones obtenidas a terceras personas.

Estos dibujos a mano o *croquis* se realizan a mano alzada y representan las ideas previas a un diseño (figura 1.9). Su realización no debe ser muy precisa, pero sí se deben mantener las proporciones del diseño. Suelen contener detalles sobre su funcionamiento, sobre la fabricación, sobre el montaje y otros aspectos. También su realización contribuye a una mejor ejecución del diseño, ya que supone una primera (y cercana) solución del diseño, permitiendo evaluarlo.

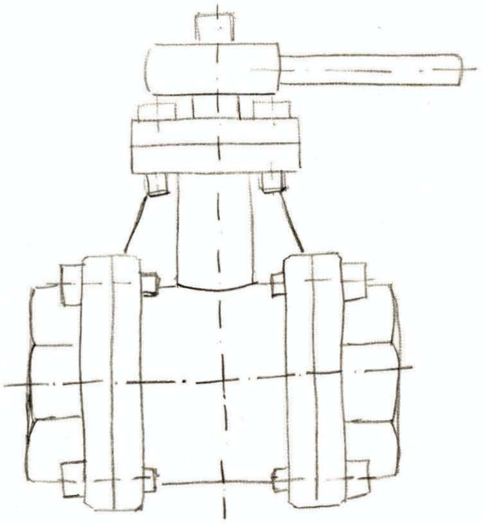


FIGURA 1.9. CROQUIS.

Posteriormente los croquis suponen un recordatorio sobre la evolución del diseño y las diferentes soluciones aportadas, y sirven como intercambio de ideas entre profesionales.

Por eso es muy importante que los técnicos puedan realizar croquis precisos y proporcionados. Por una parte deben interpretar los croquis ajenos, y por otra deben ser capaces de plasmar las ideas sobre el papel. La realización de un plano correcto supone muchas horas de trabajo y esfuerzo, por lo que no se debe empezar su ejecución hasta que no se tenga una idea muy clara del diseño final. La consecución de este mejor diseño se realiza por medio de las modificaciones en los croquis previos.

La croquización es fundamental para el ingeniero. El dibujo es un lenguaje y su forma más habitual de representarlo es la croquización. La habilidad para croquizar ideas de una forma rápida, precisa y clara constituye un paso muy importante a la hora de comunicar el diseño a terceras personas. Es muy frecuente que se croquice a la vez que se dan explicaciones a los diseñadores y proyectistas. Además es una forma de organizar ideas y recordarlas más tarde. Puede ofrecer diversas soluciones a un problema determinado en poco tiempo y con un coste razonable.

1.5.3. HERRAMIENTAS INFORMÁTICAS

Las siglas CAD corresponden a *Computer Aided Design*. Su traducción literal sería Diseño Asistido por Ordenador, o Dibujo Asistido por Ordenador. Supone la sustitución de la forma tradicional de confección de los gráficos (tableros de dibujo, etc.), por las herramientas basadas en sistemas informáticos. La actual mentalidad de los sistemas CAD corresponden más bien a la primera traducción (diseño) que a la segunda (dibujo). La tecnología CAD actual permite no solamente la confección de planos, sino la modelización tridimensional de los diseños, haciendo en muchos casos innecesaria la construcción de prototipos (o por lo menos reduciendo el número de ellos). Se permite asimismo, una vez confeccionado el modelo geométrico, simular su comportamiento, su proceso de fabricación, etcétera, y a la larga, reducir el tiempo del proceso total de diseño y producción.

Se debe conocer tanto el hardware necesario en un sistema CAD (es decir, soporte físico necesario, tipos de ordenadores, periféricos, etc.), como el software, es decir, la estructura general que tiene un programa CAD, las partes de que consta un programa, la forma de trabajo del programa y tipos de programas que existen.

El diseño asistido por ordenador consiste en utilizar técnicas informáticas para la ejecución de un diseño. No sólo se trata de sustituir el tablero de dibujo por un ordenador que tiene un programa que dibuja, sino que va más allá tratando de crear un entorno integral de diseño donde además del dibujo existen programas de apoyo que contribuyen a la buena realización del diseño. Estos programas dependen de las necesidades del diseñador y de la empresa en donde se ubique el diseño, pero abarcan desde la integración de elementos tipo plantilla (librerías de elementos), que facilitan la ejecución de labores de dibujo repetitivas, pasando por la integración de bases de datos para el control del inventario del taller, hasta la fabricación de la pieza dirigida desde el ordenador en todos sus aspectos.

Normalmente existen sistemas CAD adaptados a necesidades de diseño específicas. Los sistemas CAD de diseño mecánico están basados en tecnologías de sólidos tridimensionales variacionales y paramétricos (figura 1.10), y tienen enlace directo con CAM *(Computer Aided Manufacturing)*. Sin embargo también existen sistemas CAD puramente bidimensionales basados en esquemas y bibliotecas de símbolos, como es el caso de los CAD eléctricos (figura 1.11). Los sistemas de información geográfica (GIS o SIG) nacieron originalmente orientados a topografía y obra civil, aunque su tecnología permite utilizarlos con cualquier sistema de base de datos integrada con un sistema CAD, pudiendo aplicarse también a instalaciones, estudios sociológicos, etcétera. Por último, los sistemas CAD arquitectónicos permiten, además de obtener los típicos planos constructivos y de distribución de espacios, realizar reconstrucciones virtuales de edificios, urbanismo, etcétera (figura 1.12).

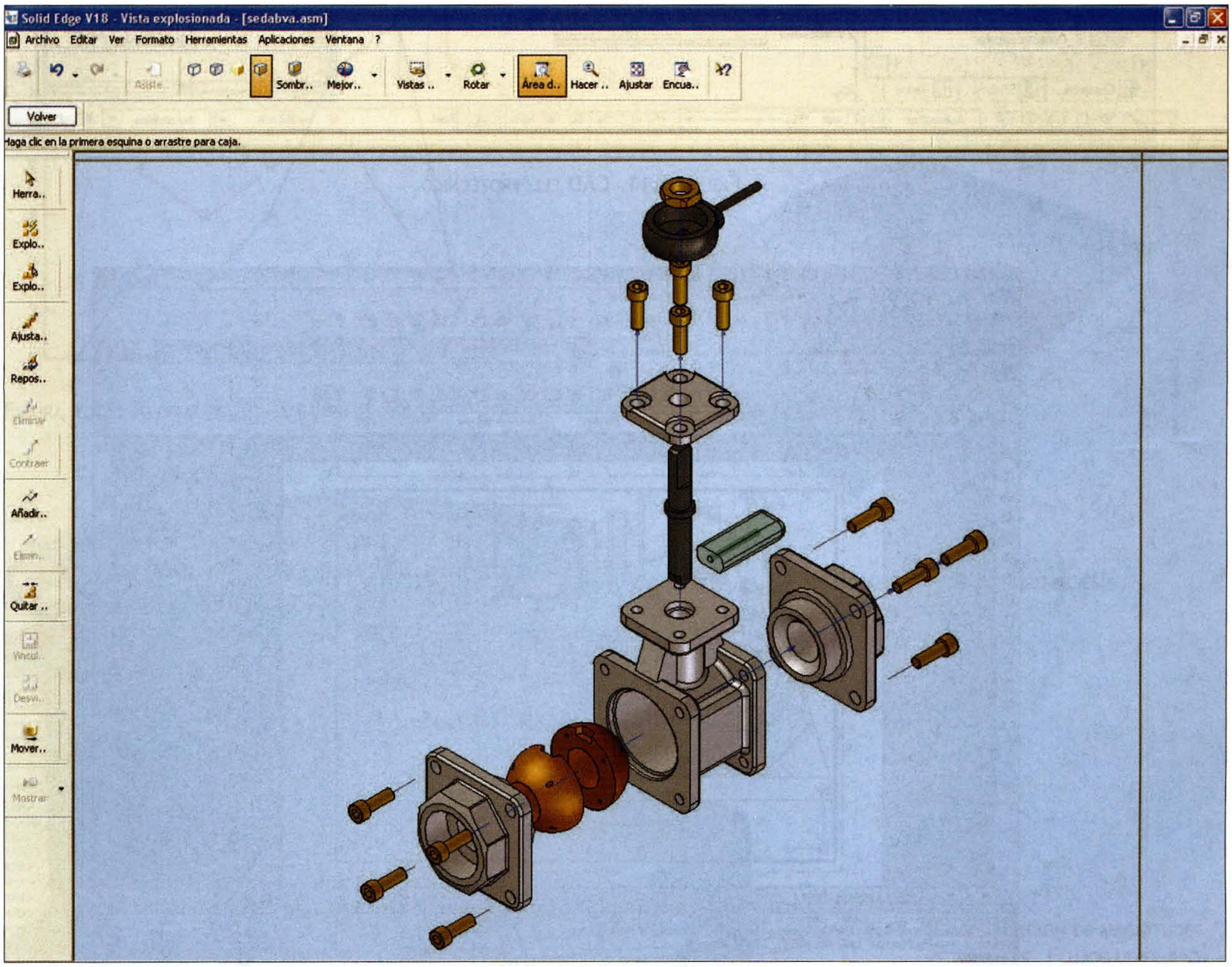


FIGURA 1.10. SISTEMA CAD PARA DISEÑO MECÁNICO.

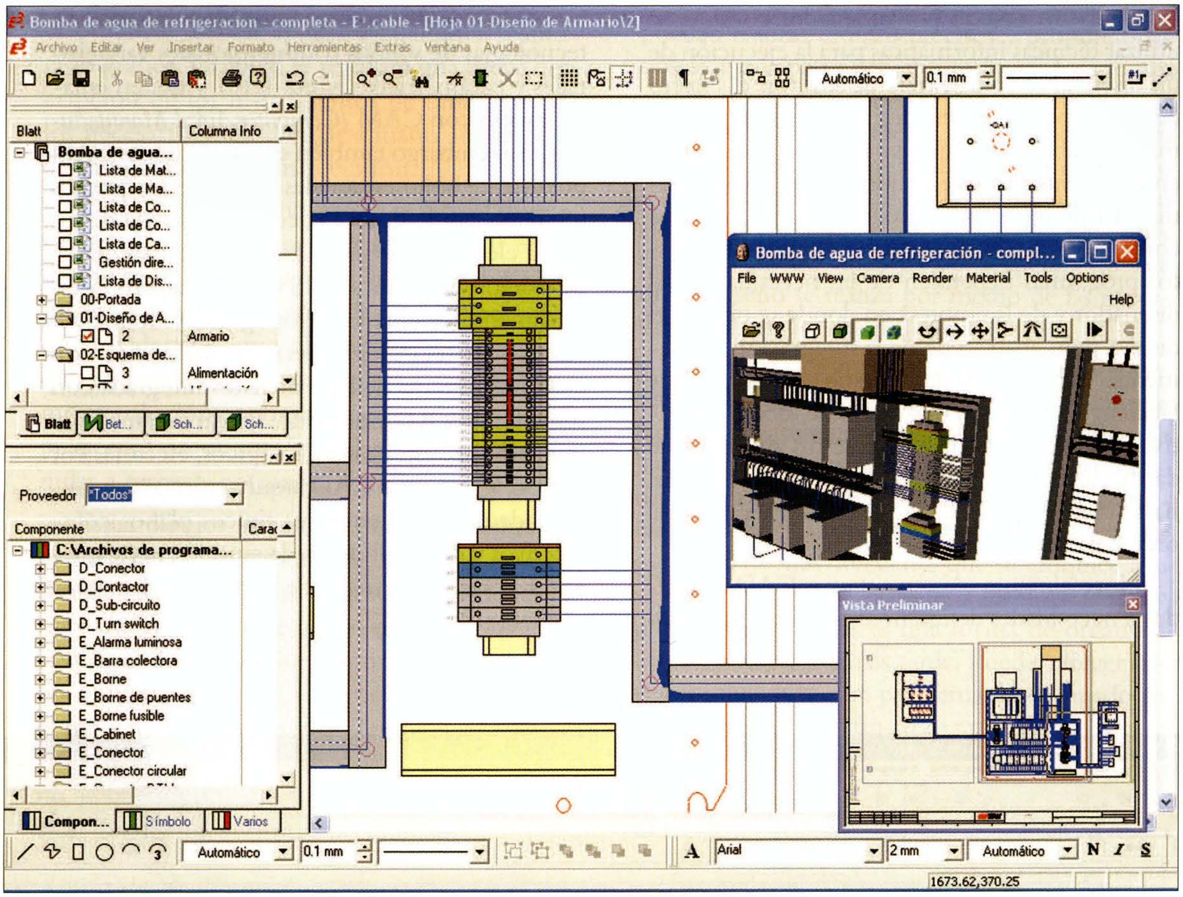


Figura 1.11. CAD electrotécnico.

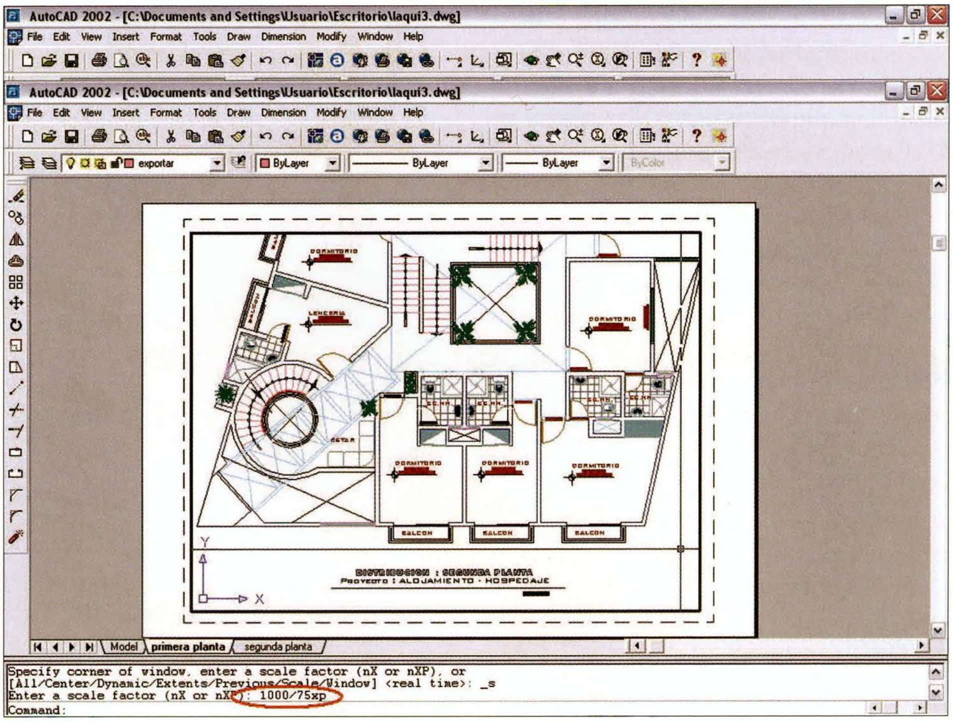


Figura 1.12. Sistema CAD para arquitectura.

1.6. Técnicas de visualización y de presentación de la información

En los procesos de diseño en ingeniería, los modelos de las soluciones potenciales del diseño se desarrollan basadas en las especificaciones iniciales. La información contenida en las citadas especificaciones puede presentar muchas variantes: desde planos de productos existentes hasta información escrita en forma de textos legales o especificaciones técnicas. Toda esta información debe ser combinada y transformada en modelos que deberán ser ensayados y comprobados para que respondan a las especificaciones de diseño.

En el pasado muchos de estos ensayos se desarrollaban sobre prototipos del diseño original. Hoy, las herramientas de modelización son una alternativa a muchos de estos ensayos, constituyendo lo que se denomina ingeniería virtual.

En todo este proceso de ingeniería virtual, los gráficos constituyen una forma muy eficaz de presentar resultados correspondientes al análisis del modelo.

1.6.1. Tipos de gráficos

La forma de visualizar datos es radicalmente distinta en función de lo que se quiera representar, ya que dependerá del número de variables independientes y dependientes que se quieran representar y del carácter escalar o vectorial de la información. La figura 1.13 incluye algunas formas típicas de gráficos x-y.

La forma de representar variables puede ir complicándose más y más en función del número y tipos de magnitudes que se vayan a representar, tal y como puede verse en las figuras 1.14 y 1.15.

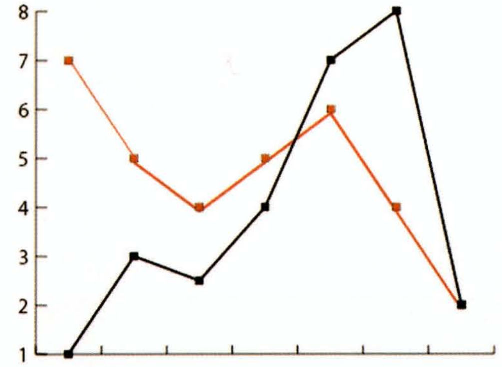


Figura 1.13. Representaciones gráficas x-y.

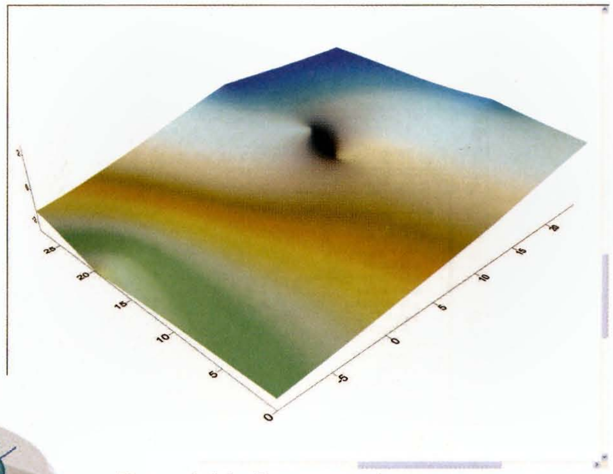


Figura 1.14. Representación de superficies. Gráficas xy-z.

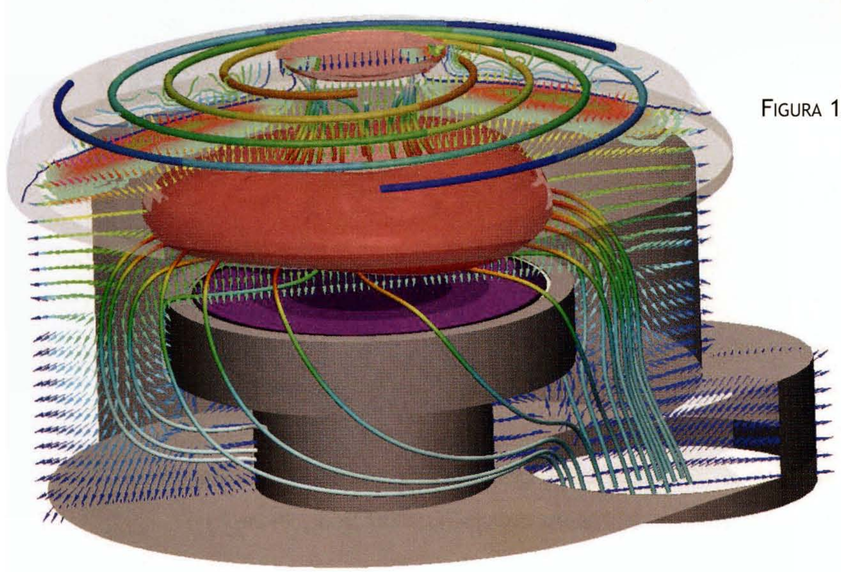


Figura 1.15. Representación de magnitudes vectoriales. Flujos de fluidos. (Cortesía de ESI Group.)

1.6.2. Pre y postprocesadores gráficos

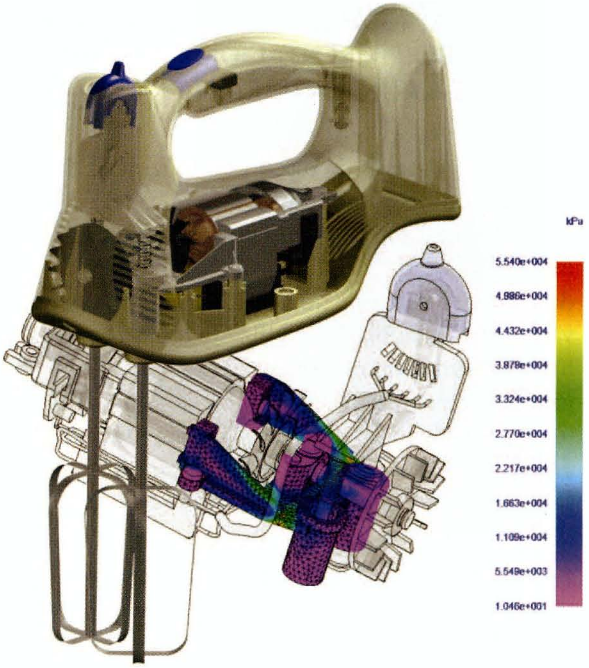


Figura 1.16. Análisis por elementos finitos. (Cortesía de UGS.)

Pese a todas las ventajas aludidas, muchas veces la complejidad de los resultados es tal que es imposible utilizar los métodos anteriores y resulta mucho más "gráfico" asociar una determinada propiedad a la geometría real del objeto. Un ejemplo claro son los mapas de tensiones aplicados sobre la superficie de un elemento calculado mediante el método de elementos finitos. Nace un nuevo campo de la ingeniería gráfica: el de los pre y postprocesadores gráficos. Se trata de aplicar determinada apariencia a objetos (mediante cambios de color o aplicando movimiento) en función de la respuesta del objeto ante determinado estado; en definitiva, se trata de visualizar los resultados de una simulación.

Actualmente existen programas especializados en el análisis de las propiedades del diseño. Éstos permiten el análisis de los productos en condiciones de funcionamiento extremas antes de su fabricación. El método de los elementos finitos (FEM, *finite elements methood*) se basa en la "discretización" de un cuerpo tridimensional; es decir, el modelo sólido tridimensional continuo se convierte en una serie de nodos o partículas discretas sobre las que actúan una serie de fuerzas

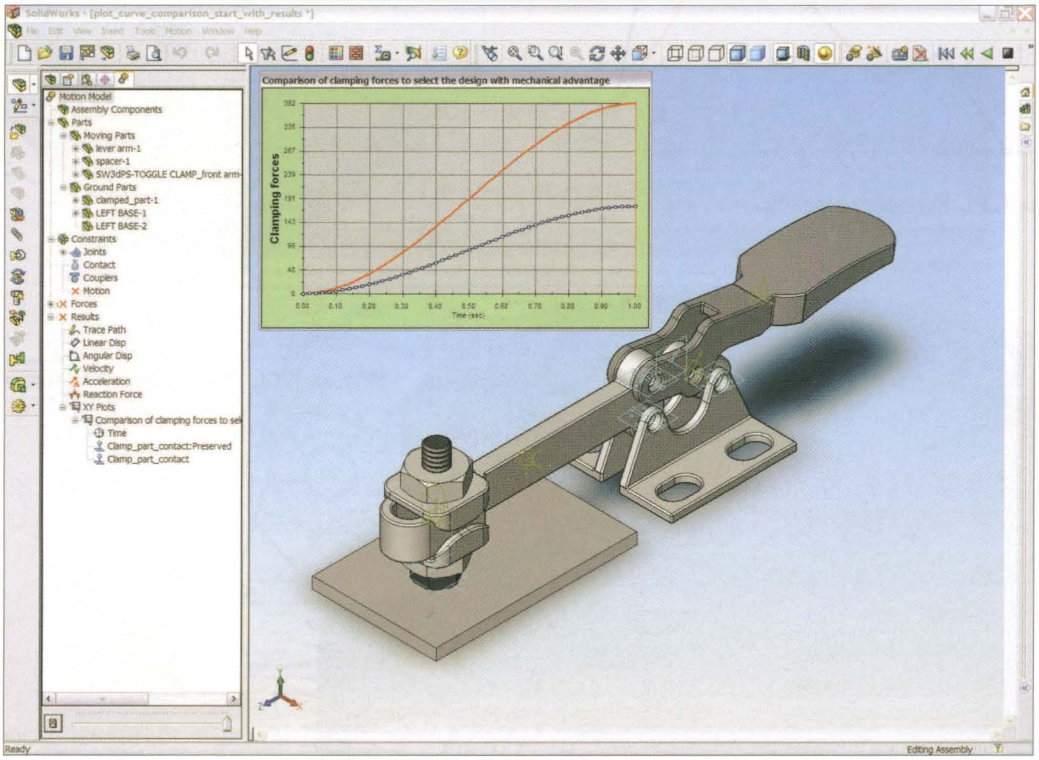


Figura 1.17. Estudio cinemático realizado por ordenador. (Cortesía de Solidworks.)

o solicitaciones de acuerdo con unas condiciones de contorno. La interacción de éstas en el cuerpo se refleja en una escala de color, siendo las zonas más críticas las de color rojo. La deformación causada también puede ser representada. Por medio de los elementos finitos se realizan análisis de tensiones, análisis térmico, acústico, de fluidos y de comportamiento de los plásticos (figura 1.16).

Otro tipo de análisis son los análisis cinemáticos, dinámicos y de montaje de un mecanismo. Este último permite verificar si las condiciones de montaje son las adecuadas. El análisis cinemático determina el movimiento de las piezas ensambladas sin tener en cuenta las fuerzas que actúan (figura 1.17). Permite definir las posiciones de las piezas en el transcurso del movimiento, detectando posibles interferencias entre ellos. El análisis dinámico determina los esfuerzos producidos en el mecanismo en función de las fuerzas que originan el movimiento del mismo.

Para los campos eléctricos, electrónicos, químicos, etc., la representación más habitual son los esquemas. Existen, para su representación, multitud de librerías informáticas que aportan elementos simplificados (interruptores, calderines, molinos) que, unidos a programas de cálculo, optimizan los esquemas, calculan materiales y costes y detectan interferencias en las líneas de las conducciones (figura 1.18).

Los ingenieros cuyo trabajo corresponde a la obra civil cuentan con los sistemas de información geográfica o GIS (*Geographical Information System*) además de con los tradicionales programas de CAD. Estas herramientas permiten el conocimiento real de la ubicación donde va a realizarse la obra civil. Son sistemas con una amplísima base de datos con infor-

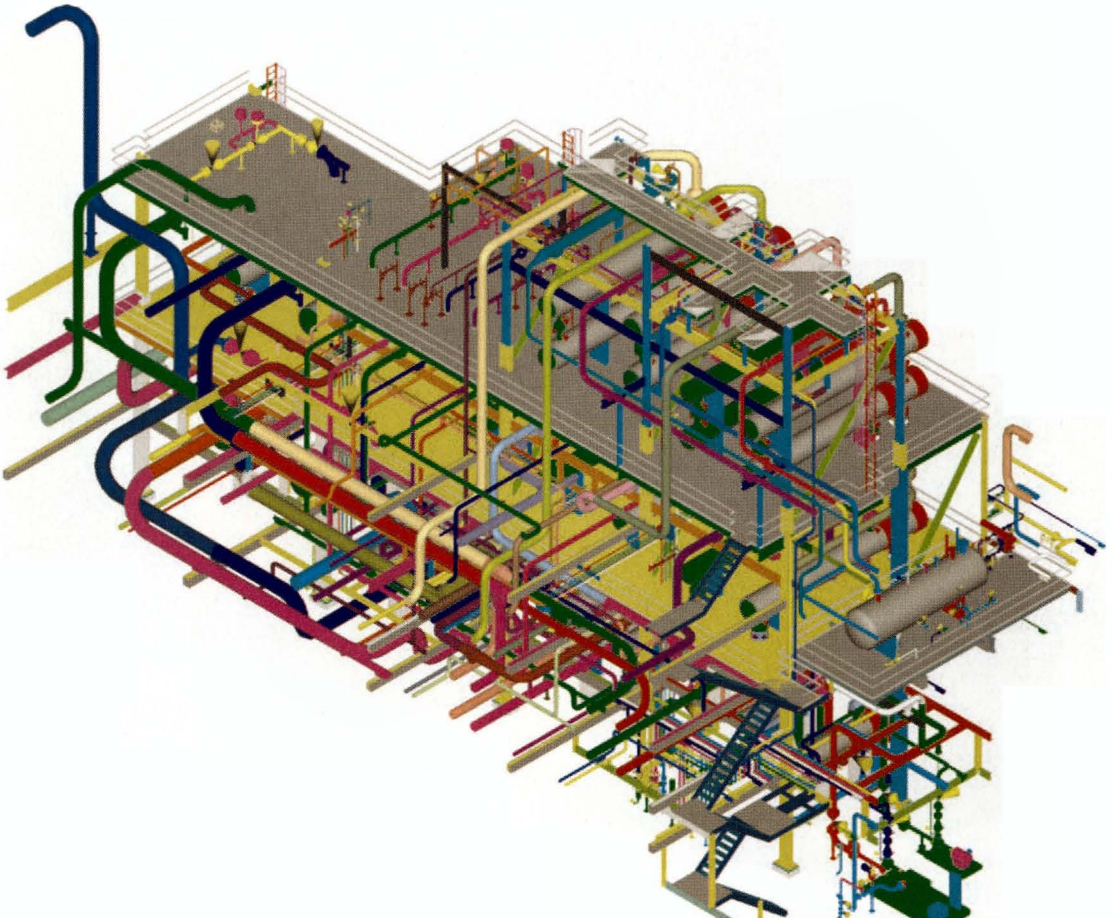


FIGURA 1.18. INSTALACIONES HIDRÁULICAS – PIPING. (CORTESÍA DE AUTODESK.)

mación sobre líneas telefónicas, conductos subterráneos, niveles de terreno, gaseoductos y otros que puedan afectar a la implantación. Existen también aplicaciones que permiten realizar operaciones típicas de la ingeniería civil, como por ejemplo movimientos de tierras (figura 1.19).

1.6.3. Integración de la información

Una base de datos con información gráfica ofrece muchas formas de presentar la información. Es muy frecuente, mejor dicho, es habitual, encontrar documentos con imágenes e información gráfica integradas. Estos documentos deben entenderse en su más amplia extensión, es decir, desde el clásico informe escrito en soporte papel con imágenes incrustadas, hasta el documento en formato electrónico, incluido su soporte en internet mediante páginas web o cualquiera de sus variantes, donde se puede incluir toda clase de información sobre el tipo de imagen, vídeo, sonido, etc. Es lo que se ha venido a llamar soporte multimedia e hipermedia.

De esta forma, también es fundamental conocer, no solamente las herramientas que permiten la integración de la información, como lenguajes de autor para aplicaciones multimedia, generadores de páginas web, HTML, XML..., sino que además es fundamental tener conceptos muy claros sobre formatos de imagen, vídeo y sonido digital, y sobre métodos y sistemas de compresión de imagen, sonido y vídeo.

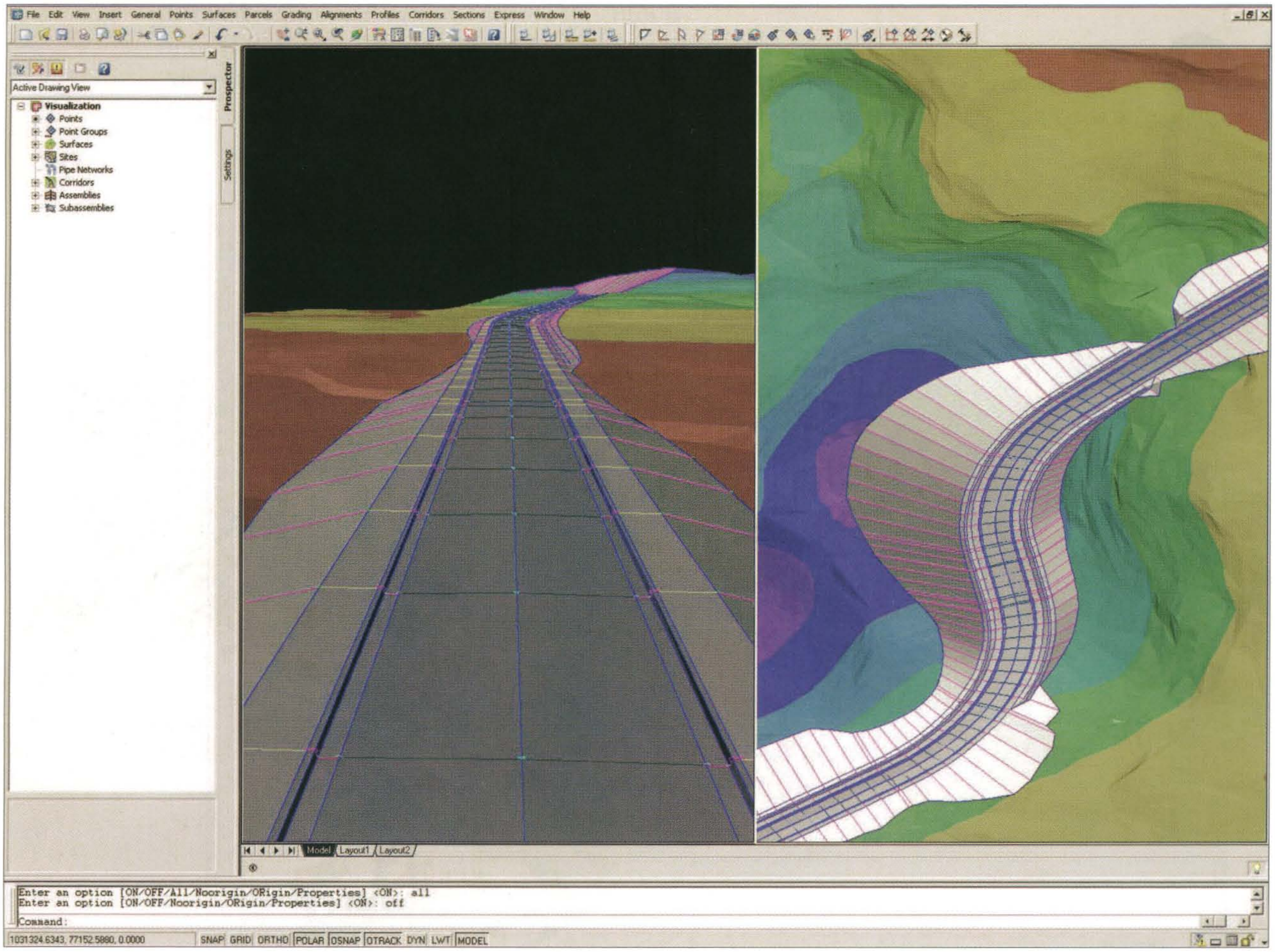


Figura 1.19. Sistemas para ingeniería civil. (Cortesía de Autodesk.)

1.6.4. Gráficos interactivos. Realidad virtual

La última tecnología que ha revolucionado la ingeniería gráfica es lo que se ha denominado *realidad virtual,* que es la conjunción de otras tecnologías. Es una tecnología basada en los ordenadores; es, por lo tanto, una aplicación informática que se basa en hacer que la persona interactúe con el ordenador pretendiendo sentirse dentro de él. Cuanto mayor sea el grado de inmersión, mayor será el grado de realismo conseguido (figura 1.20).

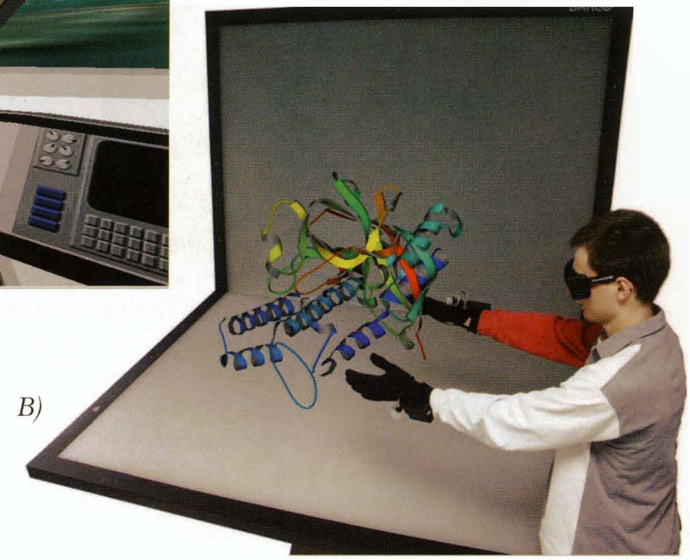
Para poder simular un mundo virtual se deben utilizar tecnologías tales como: la informática gráfica, con gráficos lo más reales posibles; la simulación dinámica, para reproducir el comportamiento de objetos en el entorno virtual; el cálculo en tiempo real, para que el sistema pueda ser interactivo. Asimismo, es necesario el uso de distintos periféricos para interactuar con el usuario.

La inmersión se consigue actuando sobre cualquier sentido del hombre, aunque los más utilizados son la vista, el oído y el tacto. Por tanto, se deberá conseguir realimentación al usuario e inmersión en el sistema mediante aspectos visuales, táctiles y/o acústicos.

Para poder reproducir un entorno lo más fielmente posible es necesario disponer de unas bases de datos de objetos geométricos, sonidos, texturas, materiales, leyes de comportamiento, etc., que permitan configurar la escena virtual.

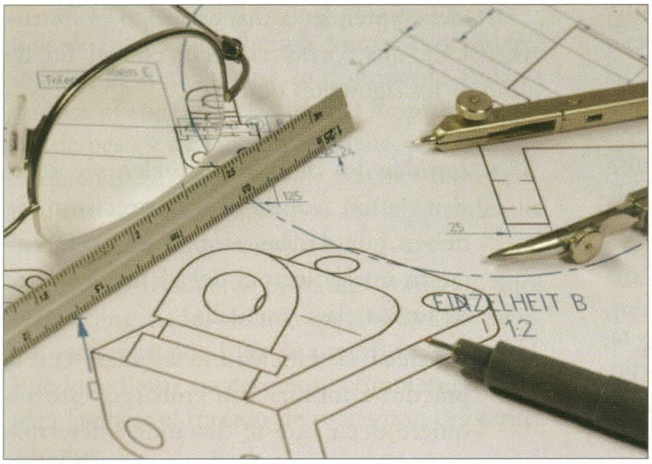
En definitiva, se trata de integrar todas las aplicaciones informáticas anteriores para conseguir que, en tiempo real, se sea capaz de simular interactivamente un determinado fenómeno físico, y que el usuario pueda recibir realimentación de los resultados de la simulación.

A)



B)

Figura 1.20. Aplicaciones de realidad virtual. *A)* Simulador de tren.
B) Visualizador tridimensional de moléculas por medio de gafas estereoscópicas.



2

Métodos de ejecución del dibujo

INTRODUCCIÓN

Hasta no hace mucho la forma tradicional de construcción de un plano ha sido el dibujo a mano. Todos los planos y sus rectificaciones eran realizadas por expertos delineantes y proyectistas. Las copias de los planos eran ejecutadas por medio del calcado por una persona que se llamaba calcador. Luego se reproducían por fotocopiado o por microfilmación.

La introducción de técnicas informáticas en el proceso de diseño (denominada genéricamente CAD, *Computer Aided Design*) ha producido la gran revolución en esta área. Ahora es necesario contar con personal especializado que conozca las herramientas de software de la oficina técnica, y los procesos de almacenaje y reproducción se refieren a la gestión de los ficheros de los dibujos que contiene un proyecto.

Sin embargo, las etapas previas en el diseño no han variado demasiado conceptualmente. El ingeniero todavía transmite sus ideas a los proyectistas, además de por medio de la palabra, a través de unos dibujos realizados a mano alzada, sin excesiva precisión, pero que reflejan la pieza o la solución ideada por él. Ahí se representan especificaciones y dimensiones de las piezas antes de la elaboración definitiva del plano. A este tipo de dibujo se lo denomina *croquis,* y está íntimamente ligado al proceso del diseño. Posteriormente se dibuja mediante una herramienta CAD, que facilita la incorporación de análisis posteriores como elementos finitos, simulaciones dinámicas y cinemáticas, representaciones realistas, etc., lo que resulta en un mejor producto final (figura 2.1).

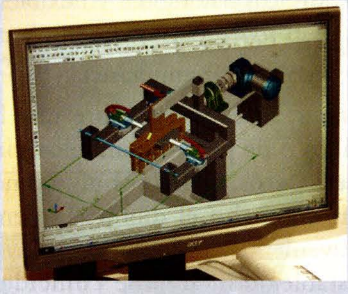


FIGURA 2.1. DISEÑO POR ORDENADOR.

En este capítulo se describen en primer lugar las técnicas de realización de dibujo a mano, exponiendo sus principales instrumentos y su forma de utilización. También se indica cómo se debe realizar un croquis, qué criterios se deben seguir y para qué se utiliza.

Seguidamente se describen los componentes básicos de un sistema de diseño asistido por ordenador. Se presentan los principales componentes hardware que lo conforman y las características de los principales programas de diseño.

2.1. Dibujo a mano alzada

Un *croquis* es un dibujo realizado a mano alzada. En principio se realiza sin contar con instrumentos de dibujo, aunque en ocasiones, si la complejidad lo requiere, se deberán utilizar estas herramientas. El equipo suele estar constituido por los siguientes elementos:

- *Tablero de dibujo:* los hay de diferentes tamaños y calidades. Suelen llevar incorporado un carril (si el tablero es de tamaño A4 o A3) u otro sistema más complejo, como el tecnígrafo de los tableros profesionales (figura 2.2).
- *Reglas graduadas:* reglas que llevan incorporada una escala de medición.
- *Escuadra y cartabón:* pareja de reglas que reproducen ángulos de 90°, 45°, 30° y 60°. Son muy útiles para trazar rectas paralelas. Éstas se pueden dibujar con diferentes inclinaciones, como se verá más adelante, de una forma muy sencilla sin necesidad de transportadores de ángulos.
- *Reglas para medición de ángulos:* reproducen sobre círculos o semicírculos grados sexagesimales.
- *Reglas de curvas:* reproducen diversos arcos de curvas. Las hay rígidas y flexibles.
- *Compases:* permiten el trazado de círculos y arcos de circunferencia.
- *Plantillas:* reproducen sobre una lámina metálica o de plástico símbolos, círculos, elipses, textos, etc. Son muy cómodas y facilitan mucho el dibujo. Presentan el inconveniente de que los tamaños están preestablecidos, aunque coinciden con las series de dimensiones normalizadas.
- *Lapiceros y portaminas:* permiten dibujar la idea del diseñador sobre el papel. Son imprescindibles para la croquización.
- *Estilógrafos de tinta:* sirven para dar un acabado limpio y definitivo al dibujo.
- *Borradores:* permiten eliminar trazos erróneos y realizar correcciones.

Todos estos elementos permiten la realización del dibujo tradicional, que ha sido la forma de ejecución de los planos hasta hace pocos años.

Se debe aprender a manejar todo el instrumental de una forma correcta con el fin de alcanzar los siguientes objetivos:

- *Precisión:* los dibujos no suelen ser útiles si no están realizados con precisión. Se deben guardar las proporciones, intentando que la lectura del plano se realice de forma clara y sencilla.
- *Velocidad:* la velocidad se adquiere con la práctica continua. Sin embargo, esto no quiere decir que se descuiden determinados aspectos del dibujo como la limpieza y el orden.
- *Legibilidad:* los planos deben ejecutarse pensando en que están dirigidos a una persona que debe obtener una determinada información (instrucciones de fabricación, tolerancias de la pieza, montaje de los elementos, etc.).
- *Nitidez:* los dibujos deben ofrecer un aspecto limpio y cuidado.

2.1.1. Tableros de dibujo

La realización de un buen dibujo depende en gran medida de dibujar sobre una buena superficie. Apoyar un papel sobre una mesa llena de arañazos y golpes sólo conducirá a entorpecer y ensuciar la ejecución.

Figura 2.2. Tablero de dibujo profesional.

Tradicionalmente se ha utilizado una superficie de madera lisa forrada con un papel fuerte y satinado. Actualmente se dispone de tableros de base plástica, lisos, fácilmente limpiables, ligeros de peso y de tamaño pequeño, pero existen también mesas de dibujo de mayores dimensiones que están formadas por un tablero de alta calidad y estructura metálica.

Tanto los tableros portátiles como los fijos van acompañados de una regla móvil (*tecnígrafo*) deslizable por toda la superficie del papel. Pueden llevar accesorios complementarios para facilitar el trazado de rectas con diferentes ángulos.

2.1.2. Reglas graduadas

Muchos de los dibujos no representan el objeto en su tamaño real. Existe una relación entre las dimensiones del dibujo y las de la pieza real que se denomina *escala*. Para conocer las dimensiones del objeto partiendo del dibujo que no esté acotado, se debe utilizar una regla graduada (figura 2.3A). El sistema métrico decimal es el más utilizado por toda la industria. Su unidad es el metro, y sus subdivisiones más utilizadas son el centímetro y el milímetro. Éstas son las medidas que normalmente quedan reproducidas en la regla.

Existen reglas que contienen hasta seis escalas reflejadas en su superficie. Se denominan *escalímetros* (figura 2.3B) y su utilización se basa en conocer la escala del plano y medir la pieza dibujada con la graduación correspondiente a esa escala, por lo que la lectura de la dimensión es directa.

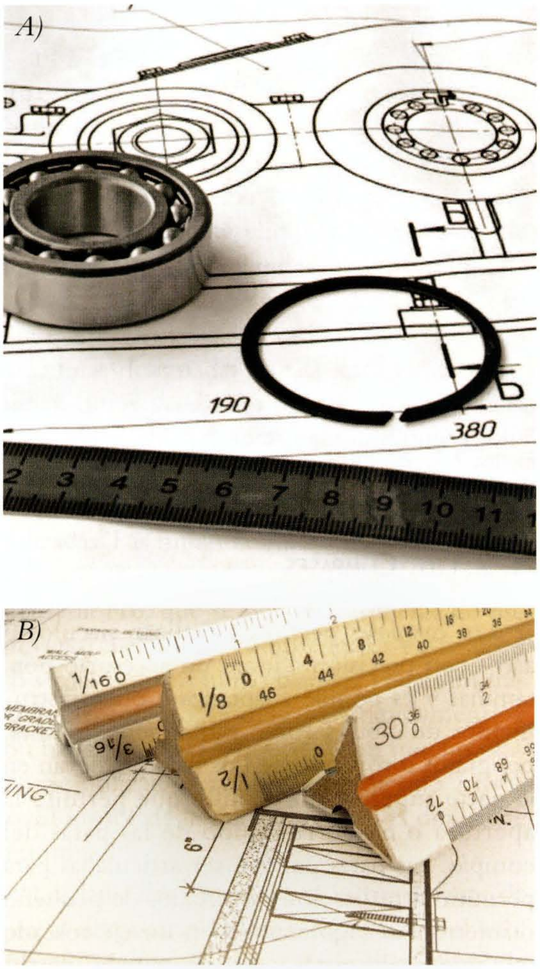


Figura 2.3. *A)* Regla graduada clásica. *B)* Escalímetro.

2.1.3. Escuadra y cartabón

Estos dos instrumentos son muy usuales en la delineación, ya que permiten trazar de una forma muy rápida líneas paralelas y líneas inclinadas en múltiplos de 15° fácilmente (figura 2.4). La *escuadra* corresponde a un triángulo rectángulo isósceles y el *cartabón* corresponde a un triángulo rectángulo con ángulos de 60° y 30°. En un juego de escuadra y cartabón la hipotenusa de la escuadra ha de tener la misma longitud que el cateto mayor del cartabón (figura 2.5).

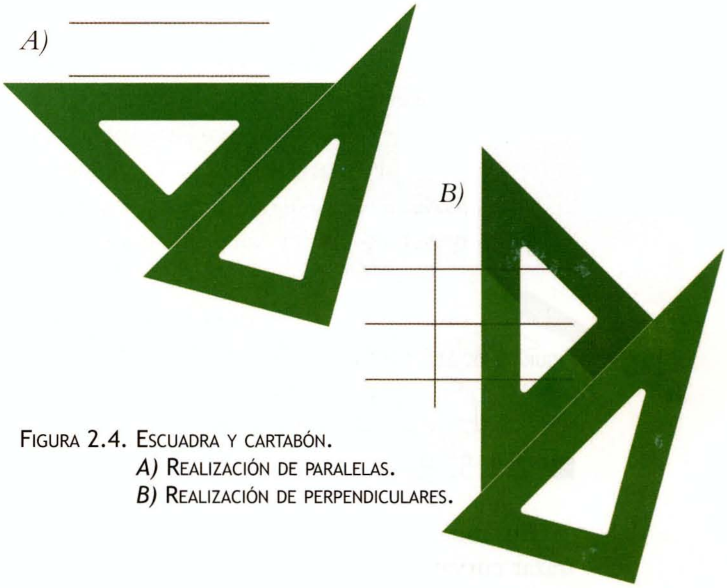


Figura 2.4. Escuadra y cartabón.
A) Realización de paralelas.
B) Realización de perpendiculares.

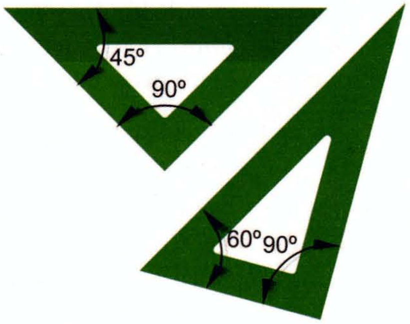


FIGURA 2.5. ESCUADRA, CARTABÓN Y RELACIONES ANGULARES.

2.1.4. REGLAS PARA LA MEDICIÓN DE ÁNGULOS

Existen diversas formas de trazar líneas inclinadas. Una de ellas es utilizando la escuadra y el cartabón. Otra forma es utilizando los *transportadores de ángulos*. Éstos son reglas que reflejan, normalmente sobre un círculo o semicírculo, una escala en grados sexagesimales. También se denominan *semicírculos* o *círculos graduados* (figura 2.6). Para su trazado basta con tomar un punto de la recta como referencia y, por medio de un transportador de ángulos, señalar un segundo punto. Los dos puntos se unen con posterioridad para el trazado de la recta.

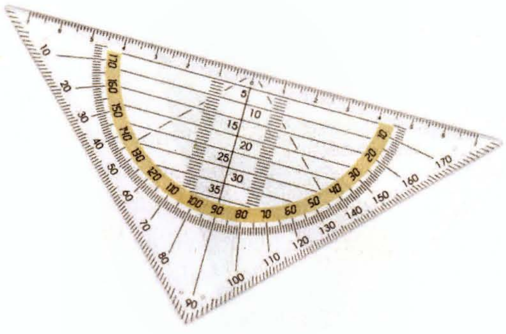


FIGURA 2.6. SEMICÍRCULO GRADUADO.

2.1.5. REGLAS DE CURVAS Y PLANTILLAS

En muchas ocasiones, el diseñador debe trazar curvas que no corresponden a círculos o arcos de circunferencia. Existen para ello plantillas que contienen tramos que corresponden a hipérbolas, parábolas, elipses, etc. Están fabricadas normalmente en plástico de alta calidad.

Existen también *reglas flexibles* que se ajustan a la curvatura deseada por el usuario, y que están formadas por un núcleo de plomo y un fleje flexible, recubiertos de material plástico. Esta regla se dobla fácilmente ante la presión de las manos del diseñador

En el mercado existen infinidad de plantillas. Éstas son muy útiles para dibujar elementos repetitivos, normalizados o de trazo complicado (figura 2.7). Suelen ser de plástico, aunque también las hay metálicas. Son muy normales las plantillas de texto denominadas también *normógrafos,* las de círculos, las de elipses isométricas, las de elementos normalizados (cabezas de tornillo, diagramas de flujos, etc.).

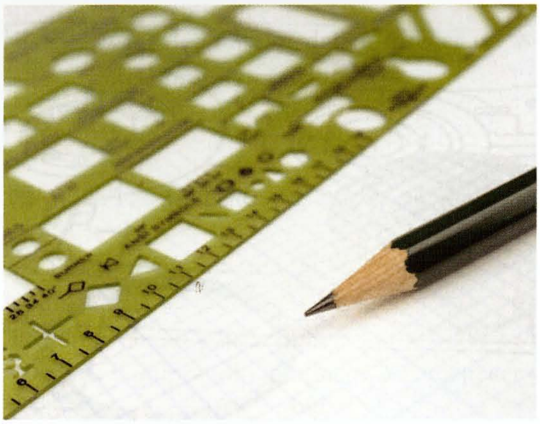


FIGURA 2.7. PLANTILLA.

2.1.6. COMPASES

Los *compases* permiten realizar círculos o arcos con precisión. Llevan un accesorio portaminas y es posible adaptarlos a otros instrumentos de dibujo, como estilógrafos de tinta, bolígrafos o rotuladores. Los hay que llevan en la parte superior un tornillo que permite la apertura o el cierre rápido de las patas del compás. Las patas pueden ser articuladas para permitir la realización de círculos de pequeño diámetro. Las bigoteras tienen un eje roscado que une las dos patas y que permite la apertura o el cierre de éstas (figura 2.8).

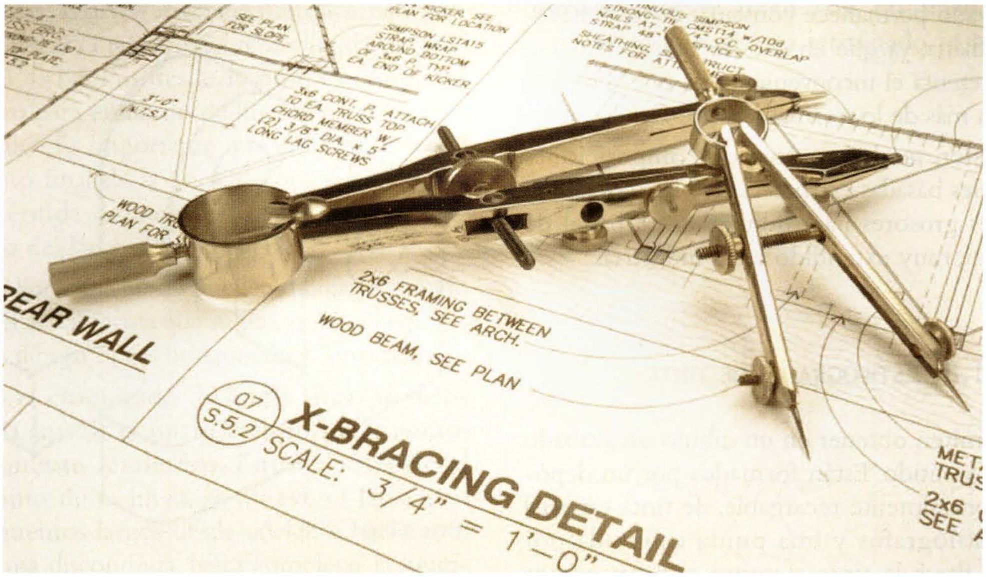


Figura 2.8. Compás de pata articulada y bigotera sencilla.

2.1.7. Lapiceros y portaminas

El lapicero es el elemento fundamental en el trazado del dibujo. El lapicero clásico está formado por un mango de madera en cuyo interior se aloja una mina de grafito. Al deslizarse ésta por el papel deja un rastro negro que puede ser fácilmente eliminado por medio de gomas de borrar. Dependiendo de la composición de las minas, que tienen distintas durezas que están normalizadas, varían desde 9H a 7B. Las minas designadas con la letra H se denominan duras *(hard)*. Las durezas comprendidas entre 9H y 4H son aptas para el dibujo de líneas auxiliares y dibujos de mucha precisión, ya que su trazo es poco intenso. No son muy utilizadas. Las minas comprendidas entre 3H y la letra B *(black)* son las más utilizadas, especialmente la HB, que se puede considerar de uso universal. Las minas comprendidas entre 2B y 7B se denominan minas blandas. Dejan un trazo negro intenso, se desgastan rápidamente y son bastante sucias, ya que sueltan mucho grafito. Se utilizan en realizaciones de tipo artístico. El grosor de la mina varía con la dureza de la misma.

Los lapiceros presentan el inconveniente de que, al desgastarse la mina, ésta ha de volver a afilarse. Además, el grosor de la línea dibujada no resulta uniforme, ya que, conforme se realiza el dibujo, la punta de la mina se va redondeando y las líneas trazadas son más gruesas.

Existen también lapiceros mecánicos o *portaminas* (figura 2.9). En éstos el mango de madera se ha sustituido por un mango metálico o de plástico con un sistema que permite el descenso de la mina según su desgaste, por lo que no es necesario sacar punta al lapicero, pero sí afilar la mina. Esto no ocurre con los portaminas calibrados, los cuales admiten minas de grosores predeterminados (0,3, 0,5 y 0,7 son los más frecuentes), con diferentes durezas. El grosor de la línea

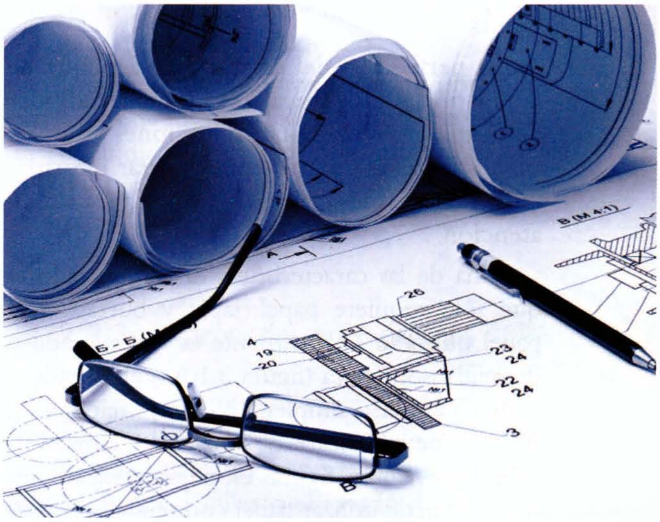


Figura 2.9. Portaminas.

del trazado permanece constante y no es necesario afilarla, ya que en sí es lo suficientemente fina. Presenta el inconveniente de que si se saca la mina más de lo normal se parte fácilmente.

Existen también minas de composiciones especiales basadas en materiales plásticos de diferentes grosores para dibujar sobre papel de poliéster, muy extendido en la industria.

2.1.8. Estilógrafos de tinta

Permiten obtener en un dibujo un acabado limpio y nítido. Están formados por un depósito, normalmente recargable, de tinta especial para estilógrafos y una punta calibrada por donde fluye la tinta siempre con un grosor constante.

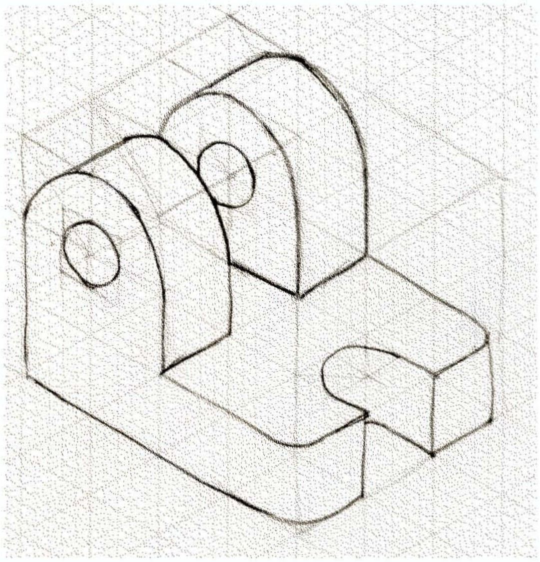


Figura 2.10. Ejemplo de una pieza croquizada en un papel con rejilla isométrica.

2.2. Croquización

La *croquización* es fundamental para el ingeniero. El dibujo es un lenguaje, y su forma más habitual de representarlo es la croquización. La habilidad para croquizar ideas de una forma rápida, precisa y clara es una cualidad muy valiosa a la hora de comunicar el diseño a terceras personas. Es muy frecuente que los ingenieros croquicen a la vez que dan explicaciones a los diseñadores y proyectistas que comparten su trabajo. Además, es una forma de organizar ideas y recordarlas más tarde. Permite dar soluciones de una forma clara y rápida.

La perfección del croquizado depende de la práctica que se tenga. Los croquis realizados con rapidez requieren explicaciones complementarias. Si el croquis debe aportar información precisa y cuidada, se debe elaborar con atención.

Una de las características del croquizado es que sólo requiere papel, lápiz y borrador. El papel utilizado normalmente es milimetrado o de rejilla isométrica (figura 2.10) si el croquis se realiza a escala, o simplemente proporcionado si no se respeta la escala. El lápiz es de dureza HB o H. Para realizar figuras en perspectiva isométrica se puede utilizar papel con rejilla isométrica.

Los objetos dibujados en el croquis deben estar en sus proporciones correctas, por lo que es importante, siempre que se pueda, realizar el dibujo a escala.

2.2.1. Las líneas y el croquis

La diferencia principal entre el dibujo técnico y el croquis son los trazados del dibujo (figura 2.11).

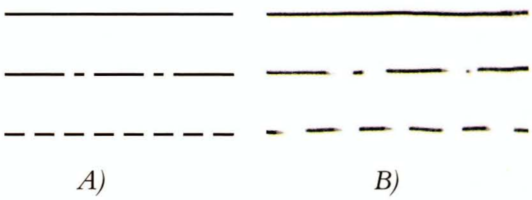


Figura 2.11. *A)* Línea realizada por delineación.
B) Línea realizada a mano.

La línea realizada a mano es más imprecisa y menos uniforme, pero no por ello el dibujo debe presentar una imagen de inacabado, desordenado o sucio.

La mayoría de las líneas del dibujo suelen ser rectas, por lo que es necesario aprender a

dibujarlas. Existen diversos métodos para poder mejorar el trazado. Se recomienda coger el lápiz a 1-1,5 cm desde la punta y desplazar el brazo para el dibujo de líneas horizontales o verticales. Es importante que el ojo mire hacia el punto final de la línea; de otra forma habrá una pérdida de atención al seguir el movimiento del lápiz sobre el papel.

Las líneas inclinadas pueden dibujarse girando el papel de tal forma que su trazado sea el equivalente a dibujar líneas horizontales o verticales.

En el croquizado de líneas largas se recomienda marcar el inicio y el final con puntos ligeramente resaltados. Entonces, desde el principio de la línea, se mueve el lápiz con movimientos largos desde adelante hacia atrás de forma discontinua, hasta completar la longitud de la línea. En cada golpe de lápiz se corrigen los defectos del trazado anterior. Cuando la línea se ha definido, se procede a presionar el lápiz, reemplazando los tramos discontinuos por una línea más uniforme. En este caso el ojo sigue a la punta del lapicero, para no desviarse de la línea modelo.

Otra forma de trazar rectas es utilizar los bordes del papel como guía. Sobre ellos deslizamos la mano o un dedo, sujetando fuertemente el lápiz, sin perder la referencia del borde.

También se puede utilizar una tira de papel, y reflejar en ella una medida. Ésta se lleva al papel del dibujo a modo de diferentes puntos, que se unen de alguna de las formas anteriormente descritas.

2.2.2. Croquización de círculos y arcos

Los círculos o arcos de pequeño tamaño se pueden dibujar sin dificultad. Sin embargo, se requiere más práctica para la ejecución de círculos de dimensiones mayores.

Un método utilizado para estas ocasiones es dibujar el cuadrado circunscrito, marcar los puntos medios de los lados, dibujar sin presionar los arcos tangentes entre estos puntos y finalmente remarcar el círculo solución.

Otro sistema es dibujar los ejes del círculo y dibujar las líneas a 45° de éstos. Sobre estas líneas se lleva el valor del radio del círculo. Estos puntos se unen con un trazo ligero. Cuando el círculo está terminado se regruesa (figura 2.12).

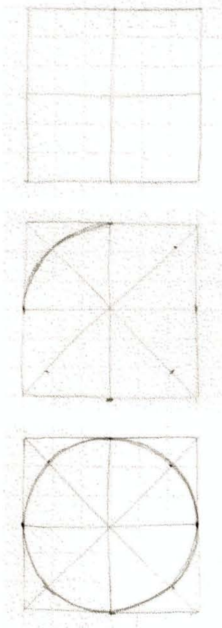


Figura 2.12. Realización de arcos y círculo a mano alzada.

Un buen método es dibujar los ejes del círculo y llevar en uno de ellos el radio del mismo. Con ayuda de otro lapicero o con los dedos de la mano, se fabrica un compás rudimentario. Éste se apoya sobre el punto que define el centro del círculo, y el lápiz se apoya en el punto que define el radio. A continuación se gira la hoja de papel con la otra mano, dibujando con el lapicero el círculo.

El croquizado de arcos se basa en métodos derivados de los anteriores. Normalmente basta con indicar el centro y los puntos de tangencia para que una persona con algo de práctica pueda trazarlos de forma correcta.

2.2.3. Proporción en el croquis

La regla más importante en la ejecución del croquis es mantener las proporciones del dibujo (figura 2.13). No importa lo bien hechos que estén los detalles o el rayado de las piezas si las proporciones son incorrectas.

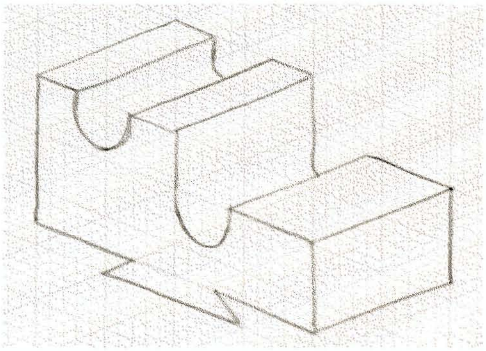


FIGURA 2.13. LO IMPORTANTE EN EL CROQUIZADO ES MANTENER LAS PROPORCIONES DE LA PIEZA REPRESENTADA.

Conviene en primer lugar definir correctamente las proporciones de longitud y anchura de los objetos, para proceder después a dibujar las divisiones del cuerpo y finalmente el detalle (figura 2.14). Se ha comprobado que si el detalle se dibuja desde el principio, el dibujante no es capaz de mantener las dimensiones de la pieza. En este caso resulta muy útil recuadrar la pieza e ir definiendo los volúmenes de la misma hasta obtener la pieza final.

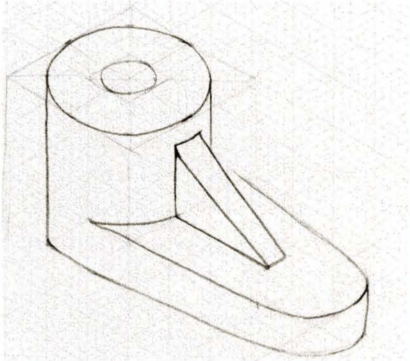


FIGURA 2.14. ES CÓMODO ENCUADRAR LA PIEZA EN UN VOLUMEN GENERAL Y DESPUÉS DEFINIR LOS DETALLES.

Si se desea realizar un croquis partiendo de una fotografía o un dibujo anterior, es muy útil enmarcarlo y realizar divisiones proporcionales sobre el dibujo. En el croquis se pueden realizar unas divisiones similares que sirvan de plantilla. Este método está especialmente recomendado para la ejecución de piezas de forma irregular.

2.2.4. CROQUIZACIÓN DE PERSPECTIVAS ISOMÉTRICAS

Las perspectivas isométricas de un objeto son también susceptibles de realizarse mediante un croquis. A continuación se ofrecen una serie de recomendaciones para su trazado a mano alzada.

El método más sencillo para realizar la perspectiva de una pieza que el diseñador tiene físicamente es coger la pieza y girarla hacia el diseñador hasta alcanzar la posición correspondiente a la proyección isométrica. El diseñador entonces sólo tiene que copiar la pieza del natural.

Uno de los mayores problemas es la ejecución de elipses isométricas. Como es bien sabido, un círculo proyectado según esta perspectiva se observa como una elipse. Cualquier pieza que posea un cilindro o una forma cónica, se representará mediante elipses isométricas. En primer lugar se debe dibujar el prisma en el que se inscribe la pieza cilíndrica o cónica, de tal forma que el lado del paralelogramo trazado coincida con el diámetro del círculo. Se dibujan las diagonales para posicionar el centro del círculo. Éste debe ser tangente a los puntos medios de los lados del paralelogramo. Las bisectrices entre las rectas que unen a los puntos medios corresponden al eje mayor y al eje menor de la elipse (figura 2.15).

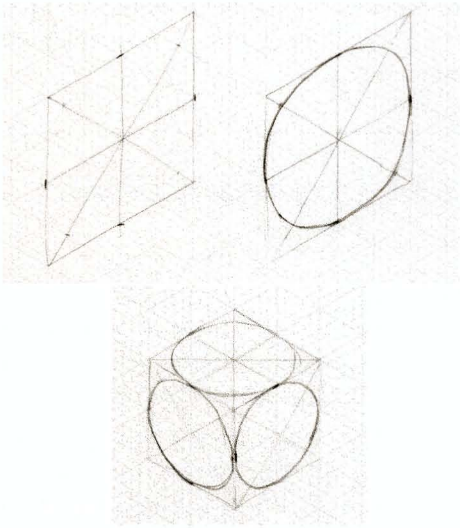


FIGURA 2.15. FORMA DE CROQUIZAR CÍRCULOS UTILIZANDO PAPEL DE REJILLA ISOMÉTRICA.

Una posibilidad es dibujar las piezas utilizando *papel isométrico.* Éste tiene marcada con líneas

finas una cuadrícula de acuerdo con los ejes isométricos, como se aprecia en la figura 2.16.

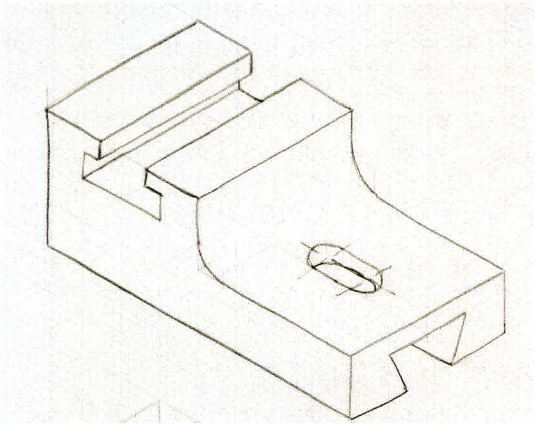


FIGURA 2.16. LA UTILIZACIÓN DE PAPELES DE REJILLA ISOMÉTRICA FACILITA EL DIBUJO DE PIEZAS EN PERSPECTIVA ISOMÉTRICA A MANO ALZADA.

2.3. DISEÑO ASISTIDO POR ORDENADOR

Esta técnica informática se denomina de forma abreviada CAD *(Computer Aided Design)* y está cada vez más y más extendida en la industria, despachos técnicos y otras áreas donde el dibujo tiene una importancia fundamental (oficinas técnicas, arquitectura, diseño gráfico, maquetación, etc.), de tal forma que los tableros tradicionales de dibujo han sido ya sustituidos por pantallas de ordenador (figura 2.17).

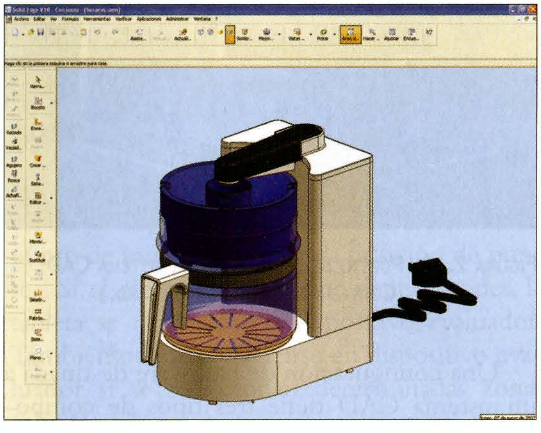


FIGURA 2.17. EL CAD ES UNA TÉCNICA INFORMÁTICA DE ALTAS PRESTACIONES PARA EL DISEÑO.

Gracias al CAD se pueden utilizar técnicas informáticas en la elaboración de los diseños teniendo en cuenta múltiples aspectos (resistencia, cálculos másicos...), incluyendo la documentación, es decir, los planos. No sólo se trata de sustituir el tablero de dibujo por un ordenador que tiene un programa informático que dibuja, sino que va más allá tratando de crear un entorno integral donde, además del dibujo, se cuenta con programas de apoyo que contribuyen a la buena realización del diseño. Estos programas dependen de las necesidades del diseñador y de la empresa donde se realice el diseño, y abarcan desde la integración de bases de datos para el control del inventario del taller, hasta la fabricación de la pieza dirigida desde el ordenador en todos sus aspectos.

El CAD cubre las diferentes etapas del diseño de un producto, desde su concepción como una simple idea, el diseño más depurado y la realización de los planos para su fabricación. El CAD se entronca con otros sistemas como el CAM *(Computer Aided Manufacturing)* que proporciona la simulación y los tiempos de fabricación, así como los costes de la misma, y el CAE *(Computer Aided Engineering)* que corresponde al conjunto de herramientas informáticas que permiten tareas de análisis por elementos finitos, simulación cinemática o simulación de la inyección de plásticos, permitiendo analizar si el producto diseñado se ajusta a los requerimientos de dureza, deformación, etc., previamente a la fabricación en serie (figura 2.18). Todas estas disciplinas reciben el nombre genérico de CAx *(Computer Aided x)*.

Los programas CAD son la principal herramienta de dibujo dentro del proceso que administra el ciclo de vida completo de un producto o PLM *(Product Life Management)*.

Existen dos formas de abordar los problemas de diseño. El diseño *Bottom-Up* (de abajo-arriba) permite empezar por la descripción de los componentes más pequeños, su agrupación en conjuntos de mayor entidad y, finalmente, el ensamblaje final de todas las piezas para conseguir el producto buscado.

El diseño *Top-Down* (de arriba-abajo) se genera desde la globalidad hacia cada uno de sus subensamblajes y finalmente las piezas individuales que lo componen.

En la tabla 2.1 se recogen las ventajas e inconvenientes de los dos diseños:

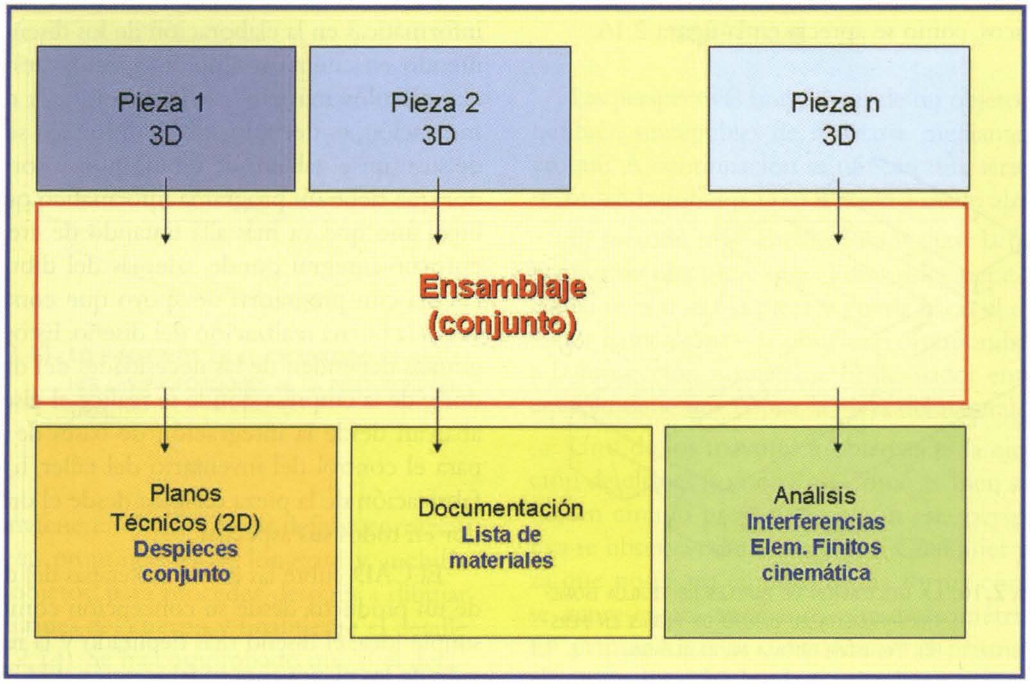


FIGURA 2.18. CAD EN EL PROCESO DE DISEÑO DEL PRODUCTO.

	Ventajas	Inconvenientes
Top-Down	• Comprensión global del problema. • Búsqueda de diferentes alternativas. • Útil en grandes y complejos diseños.	• Mayor esfuerzo de planificación. • Modelos complejos.
Bottom-Up	• Análisis detallado desde el principio. • Se van resolviendo los problemas según surgen.	• Se pierde la globalidad del problema. • Problemas al relacionar diferentes subensamblajes.

TABLA 2.1. *Ventajas e inconvenientes de los diferentes procesos de diseño.*

2.4. HARDWARE

El hardware es el soporte físico necesario para que funcionen los programas informáticos. Los programas de CAD requieren equipos potentes, ya que realizan muchos cálculos en cada una de las operaciones que el usuario les demanda. En la figura 2.19 aparece un sistema informático destinado a soportar un sistema CAD.

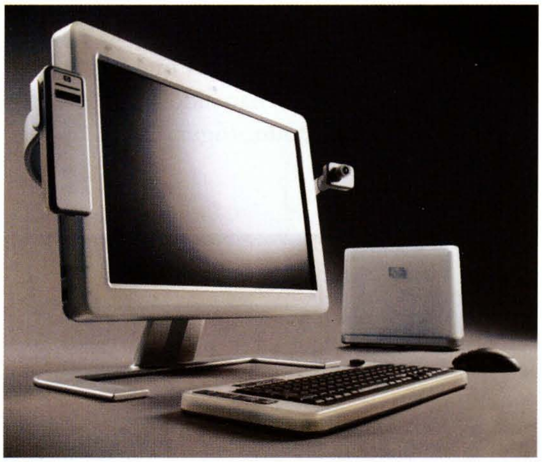


FIGURA 2.19. PUESTO DE TRABAJO DE UN SISTEMA CAD. (CORTESÍA DE HEWLETT PACKARD.)

Una configuración de hardware destinada a un sistema CAD tiene tres tipos de componentes básicos: dispositivos de entrada, procesador y dispositivos de salida.

■ 2.4.1. Dispositivos de entrada

Permiten la introducción de datos al ordenador por parte del usuario.

Los dispositivos de entrada se pueden clasificar en dos categorías: dispositivos localizadores y dispositivos evaluadores.

Los dispositivos localizadores permiten especificar una posición sobre la pantalla del ordenador. Hay dos tipos de dispositivos localizadores: relativos y absolutos. Un dispositivo localizador relativo registra un cambio de posición, mientras que uno absoluto registra la posición actual.

Los dispositivos evaluadores proporcionan valores cuantitativos o escalares al programa CAD, pudiendo el usuario utilizarlos para elegir entre varias opciones.

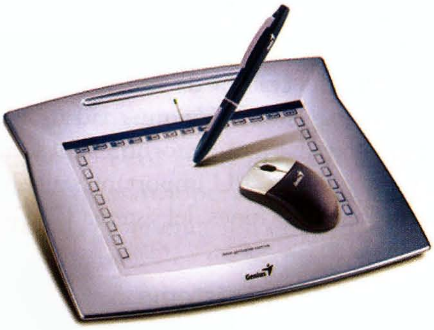
Los principales son:

• *Ratón*

Funciona por medio del arrastre de una bola que lleva en su parte inferior y que a su vez produce un movimiento en unos rodillos interiores (ratones de bola), o por medio de un dispositivo óptico. Es un dispositivo localizador y al mismo tiempo evaluador (cuando se accionan los pulsadores para hacer una elección). Los hay con dos o tres botones o botones y ruedas.

• *Tableta digitalizadora*

Se trata de un dispositivo localizador absoluto compuesto por un tablero en el que se utiliza un lápiz electrónico o un ratón con un punto de mira para indicar la posición de puntos. Si el elemento indicador tiene botones, la tableta se convierte en dispositivo evaluador. También puede convertirse en dispositivo evaluador si se seleccionan determinadas zonas sobre la tableta de forma que siempre que se pinche dentro de ellas se active una orden del programa. Existen tamaños desde A4 hasta A0.



• *Teclado*

El teclado permite la introducción de códigos alfanuméricos que se reproducen en la pantalla del ordenador. También puede utilizar teclas de funciones especiales para ejecutar determinados comandos del programa.

• *Escáner*

Los escáneres permiten obtener planos, imágenes, textos, etc., en un formato de *mapa de bits*. Si el ordenador dispone del software necesario es posible reproducirlo e incluso diferenciar entre sus distintos elementos gráficos.

2.4.2. Unidad central

El módulo central de un ordenador es su CPU *(Central Process Unit,* unidad de procesamiento central). En un entorno CAD, son varios los aspectos de la CPU importantes a la hora de estudiar las prestaciones del sistema CAD.

Arquitectura del sistema

En la actualidad existen dos tipos de ordenadores sobre los que se utilizan los sistemas CAD: ordenadores personales o estaciones de trabajo *(workstations).* Existe un tercer tipo de ordenadores que son los ordenadores portátiles, que, por su limitaciones de pantalla y de dispositivos evaluadores, no son cómodos para la realización de diseños con herramientas CAD, aunque tienen prestaciones suficientes para ello.

Procesador

La potencia de un procesador, en el campo de los ordenadores personales, se mide fundamentalmente en función del tipo del procesador y de su frecuencia de reloj.

Además de los parámetros anteriores, para medir la potencia de un procesador se tienen en cuenta otros parámetros como:

- MIPS: millones de instrucciones por segundo.
- MFLOPS: millones de operaciones de punto flotante por segundo.
- SPEC: (SPECint92, SPECfp92, etc.): son un conjunto de pruebas establecidas para valorar la potencia del procesador.

Memoria RAM y memoria virtual

El ordenador posee dos tipos de memoria. La memoria ROM (memoria permanente) es fija, contiene las instrucciones permanentes necesarias para que el ordenador funcione y se mantiene aunque esté apagado gracias a una batería. La memoria transitoria se denomina memoria RAM. Ésta se activa al encender el ordenador y los datos contenidos en ella se pierden al apagarlo.

Esta memoria es la que se utiliza para poder ejecutar los programas y guardar temporalmente los datos de los mismos.

Un tipo particular de memoria del ordenador es lo que se denomina *memoria virtual.* La memoria virtual tiene una función equivalente a la memoria RAM y se utiliza cuando la memoria RAM no es suficiente para los requerimientos del programa. En este caso, el sistema operativo guarda temporalmente la información que no le cabe en la RAM en el disco duro, utilizando la memoria virtual. Dado que el tiempo de acceso al disco duro es mucho mayor que el tiempo de acceso al ordenador, el uso de la memoria virtual ralentiza mucho el tiempo utilizado por el ordenador para realizar las diferentes tareas. Por este motivo, una buena elección de la memoria RAM que se vaya a instalar en el ordenador es fundamental.

Dispositivos de almacenamiento

Si se desea conservar los datos para posteriores aplicaciones se deben guardar en sistemas de almacenamiento. Los sistemas más extendidos son los discos duros, los discos ópticos y los discos extraíbles.

Los discos duros están incluidos dentro de la carcasa del ordenador y presentan un soporte magnético con gran capacidad de almacenamiento, llegando hasta capacidades de varios cientos de gigabites (1 GB = 10^9 bytes). Su tiempo de acceso de la información es mucho más rápido que por medio del CD-ROM. No se puede transportar como los CD, por lo que si es necesario trasladar gran cantidad de información se debe recurrir a medios portátiles accesorios.

El CD-ROM es una unidad de almacenamiento muy útil por la gran cantidad de información que puede almacenar (hasta 750 MB). Además, al tratarse de un disco óptico, la velocidad de acceso al mismo es elevada. Existen unidades de grabación de CD-ROM que permiten la lectura y escritura sobre el mismo soporte.

Los dispositivos de memoria USB *(pendrive)* permiten transportar la información de un ordenador a otro de forma sencilla por medio de una conexión USB. Tienen una gran capacidad, alcanzando varios gigabytes.

Los DVD son unidades de almacenamiento de alta capacidad en un principio ideadas para guardar archivos de video y música. Son similares en tamaño a los CD-ROM, utilizándose la

misma unidad grabadora en muchos ordenadores para escribir en estos dos dispositivos. Permiten el almacenamiento de varios gigabytes.

Los discos Blu-Ray son, en la actualidad, los de mayor capacidad y alcanzan un almacenamiento de 25 Gb en una capa y 50 Gb si se utilizan las dos.

Además de los elementos indicados anteriormente, existen discos duros portátiles, cintas de backup y memorias Flash (de menor capacidad que los CD-ROM).

Sistema gráfico

Aunque se ha dejado para el último lugar, el sistema de vídeo o sistema gráfico es tal vez el elemento fundamental en un entorno CAD.

En todos los ordenadores, existe un circuito (o varios) especialmente dedicado a controlar los gráficos que se visualizan por la pantalla. Es lo que se denomina *tarjeta gráfica* (aunque en algunos casos llega a ser otra CPU dedicada especialmente a gráficos).

Al igual que en la arquitectura de los procesadores, existen diferencias sustanciales entre los sistemas gráficos de los ordenadores personales y de las estaciones de trabajo.

Se utilizan diferentes estándares de sistemas gráficos que se caracterizan por el número de píxeles presentados en dirección x e y en la pantalla, el número de colores que ofrecen y la frecuencia de actualización del monitor.

Un aspecto fundamental del sistema gráfico es su memoria. Este tipo de memoria es una memoria RAM adicional a la que tiene el ordenador en su CPU. Se denomina memoria de vídeo y se utiliza para guardar la información de todo lo que se visualiza por la pantalla.

La memoria de vídeo permitirá controlar, en función de la resolución del monitor, el número de colores simultáneos que se pueden visualizar.

Muchas veces, las prestaciones necesarias para generar gráficos sobrepasan las posibilidades de la CPU del ordenador, requiriéndose en este caso un sistema gráfico de elevadas prestaciones con un procesador propio. Este sistema gráfico es lo que se denomina un *acelerador gráfico,* y permite realizar con él operaciones que, si no, se deberían hacer con la CPU del ordenador. Los aceleradores gráficos tienen prestaciones como la representación de sólidos tridimensionales, el z-buffer (más adelante se señalará en qué consiste), transparencia, texturas, etcétera.

Algunos de estos aceleradores realizan incluso por hardware operaciones específicas destinadas a la representación de gráficos.

2.4.3. Dispositivos de salida

Antes de pasar a describir los dispositivos de salida es necesario establecer determinados conceptos, todos ellos de aplicación en los distintos dispositivos.

Resolución

En una pantalla de ordenador, si se observa muy de cerca, se podrá ver que cada carácter e imagen está formado por un conjunto de puntos. Lo mismo ocurre en una copia impresa realizada con una impresora de inyección de tinta o con una impresora láser. El tamaño del punto más pequeño que se puede llegar a obtener es lo que se denomina *resolución*. Cuanto más pequeño es el tamaño del punto, se dice que la resolución del dispositivo es mayor. Cuanto mayor es la resolución, mayor es la calidad de la imagen.

A los puntos de la pantalla del ordenador se les denomina *píxeles.*

La resolución de la pantalla de un ordenador se mide por el número de píxeles en horizontal y el número de píxeles en vertical. Valores típicos de resolución de una pantalla de ordenador son: 800 × 600, 1.024 × 768, 1.280 × 1.024, 1.600 × 1.200, 2.048 × 1.536, etc.

La resolución de una impresora se mide en ppp (puntos por pulgada) o dpi *(dots per inch).* Una resolución de 1.200 dpi quiere decir que la diagonal de un cuadrado de una pulgada de lado se representa por 1.200 puntos.

Funcionamiento de una pantalla gráfica

La pantalla del ordenador está formada por una matriz de puntos o píxeles denominada *trama*. Estos píxeles se activan o desactivan según un patrón o modelo de exploración de-

terminado. El tipo más común de pantalla de exploración de tramas es el denominado *mapa o correlación de bits (bit mapped),* consistente en un dispositivo en el que existe una celda de memoria asignada a cada píxel de la pantalla.

Cuando se crea la imagen sobre una pantalla de este tipo, la exploración de la pantalla se inicia en el extremo superior izquierdo, desplazándose luego horizontalmente hacia la derecha, descendiendo a continuación un píxel y retornando otra vez a la izquierda para realizar el barrido de la línea siguiente. Este proceso continúa hasta llegar al extremo inferior derecho, tras lo cual retorna al extremo superior izquierdo de la pantalla, comenzando de nuevo el proceso (figura 2.20).

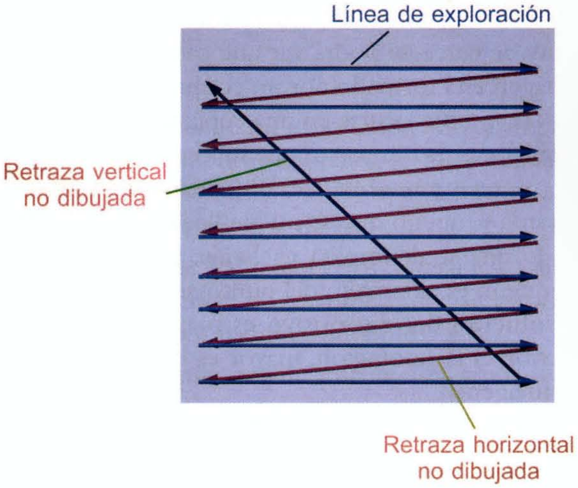


FIGURA 2.20. SECUENCIA DE EXPLORACIÓN CORRESPONDIENTE A UNA PANTALLA.

Esta secuencia se repite un número de veces por segundo, y constituye la *frecuencia o velocidad de refresco* del monitor. Con una frecuencia inferior a 60 Hz, el ojo humano percibe el parpadeo de la pantalla. Frecuencias bajas causan fatiga al ojo humano. Las frecuencias habituales actualmente están comprendidas entre 60 y 120 Hz. La frecuencia de 72 Hz es lo que se denomina modo ergonómico del monitor, ya que es la que produce menos fatiga.

Una pantalla almacena la información visual en un lugar especial de la memoria de vídeo denominada *buffer de imágenes (frame buffer).* En dicha memoria se guarda una matriz tridimensional de valores correspondiente a los píxeles de la pantalla. Las dos primeras dimensiones almacenan la posición horizontal y vertical del píxel, mientras que la tercera registra si el píxel está activado o no. Las filas y columnas de la matriz se corresponden directamente con las filas y columnas de píxeles de la pantalla. La pantalla actualiza las imágenes explorando secuencialmente el buffer, línea por línea.

La profundidad de la matriz está determinada por la configuración del dispositivo de salida gráfica. Los sistemas gráficos más sencillos solamente requieren que se almacene información sobre si el píxel está activado o no (sería el caso de un monitor monocromo sin tonos de grises). Los sistemas más complejos requieren que la memoria de vídeo almacene también información sobre el color. El número de bits que se necesitan para guardar la información de un píxel se denomina profundidad de bit.

En los sistemas monocromos, el píxel simplemente está activado o no, por lo que la matriz tiene profundidad 1. Para poder visualizar color e intensidad sobre la pantalla, cada posición de la matriz debe tener más de 1 bit. A cada conjunto de bits se le denomina *plano de bits.* Así pues, una imagen a color en la que cada píxel es descrito por 4 bits es un sistema de cuatro planos de bits, con el que se pueden tener dieciséis (2^4) valores posibles para cada píxel o elemento de imagen (figura 2.21).

FIGURA 2.21. PROFUNDIDAD DE IMAGEN DE CUATRO PLANOS.

Color

Los monitores y los televisores imitan el funcionamiento del ojo humano, emitiendo los colores rojo, verde y azul (RGB, *Red Green Blue),* que son los tres colores primarios de la luz. Todos los demás colores pueden crearse añadiendo estos tres colores en diferentes proporciones e intensidades, por lo que se denominan *colores primarios aditivos.*

La luz verde y la azul juntas determinan el cian (celeste, C); la luz roja y la azul, el magenta (M); y la luz roja y la verde, el amarillo (Y). Estos tres colores CMY reciben el nombre de *colores secundarios* de luz. La luz blanca se obtiene al añadir rojo, verde y azul en las mismas proporciones, mientras que el negro se obtiene por ausencia de los tres colores (figura 2.22).

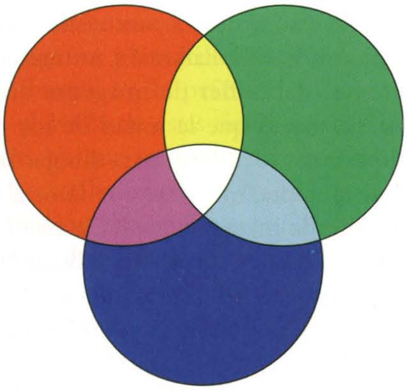


FIGURA 2.22. COLORES BÁSICOS ADITIVOS Y COMBINACIÓN DE LOS MISMOS.

El número de colores entre los que se puede elegir para obtener una imagen depende del hardware. El número total de colores utilizable se denomina *mapa de colores.* Si una pantalla tiene un bit para la intensidad de cada uno de los colores primarios, se podrán utilizar $2^3 = 8$ colores (tabla 2.2). Si se dispone de 8 bits por color, la paleta constará de $(2^8)^3 = 16{,}7$ millones de colores (se denomina *color real)* (tabla 2.3). El número de colores utilizados en cualquier momento para la visualización define la *paleta de colores.* El usuario debe elegir en cualquier momento del mapa de colores aquellos que deben figurar en la paleta de colores. El número máximo de entradas en la paleta de colores depende también del hardware disponible.

Color	Rojo	Verde	Azul
Blanco	1	1	1
Amarillo	1	1	0
Magenta	1	0	1
Rojo	1	0	0
Cian	0	1	1
Verde	0	1	0
Azul	0	0	1
Negro	0	0	0

TABLA 2.2. *Colores disponibles con un bit por cada color primario.*

Rojo	Verde	Azul	Índice de color
			15
			14
			13
			12
			11
			10
			9
00000000	10011001	00000000	8
11111111	00000000	00000000	7
10000001	00000000	10000001	6
			5
			4
			3
			2
			1
			0

TABLA 2.3. *Paleta de 16 colores con un mapa de colores de 16 millones.*

El usuario puede necesitar cambiar los colores de la paleta. Por ejemplo, puede que quiera mostrar muchos tonos de naranja. Si el mapa de colores tiene dieciséis entradas podría, por ejemplo, seleccionar los ocho colores básicos y luego ocho tonos de naranja.

A cada píxel se le asigna una celda de memoria del buffer de imágenes. El valor almacenado en dicha celda para cada píxel es un índice en la paleta. De este modo, y de acuerdo con la ilustración de la figura 2.23, si el valor correspondiente a un píxel es 7, dicho píxel será verde, dado que la entrada 7 en el mapa de

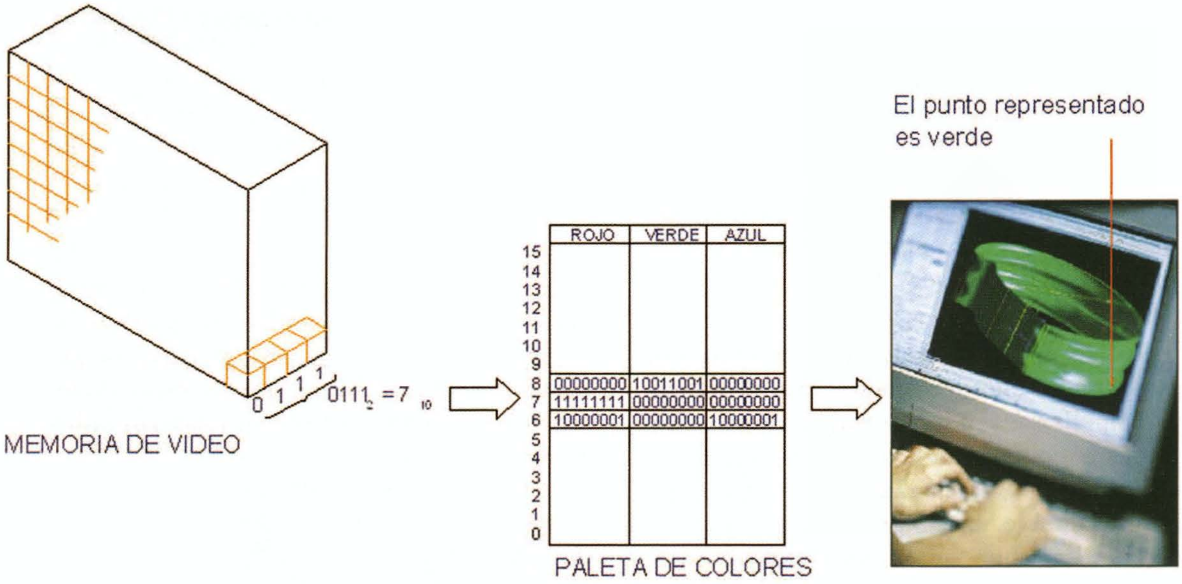


FIGURA 2.23. REPRESENTACIÓN DE UN PÍXEL EN LA PANTALLA DEL ORDENADOR.

colores puesto como ejemplo corresponde al verde. A los colores definidos de esta forma se les denomina *colores indexados.*

Sistemas gráficos utilizados en ordenadores

Las ordenadores y los aceleradores gráficos disponen de planos de bits para gestionar, además del color, efectos como:

- *Z-buffer:* se utiliza en estaciones que tienen posibilidad de representar cuerpos tridimensionales. El z-buffer guarda información de la coordenada z de la pantalla (de la altura). El ordenador utiliza las coordenadas (x, y) de la pantalla (buffer de imágenes) para indicar los píxeles activados en la pantalla y el z-buffer para determinar lo que ha de visualizar al suprimir las aristas ocultas. Cuando se dibuja un nuevo objeto en la pantalla, el ordenador examina dónde se debe situar en la pantalla bidimensional. Dado que un objeto puede quedar parcialmente oculto por otro, cada píxel de ambos objetos se compara con el valor z del buffer. Comparando el valor z del buffer con el valor z del objeto antiguo, se decidirá si se representa en pantalla el píxel correspondiente a ese objeto o no.
- *Doble-buffer:* se utiliza para realizar animación con el ordenador. Es un método de división del buffer de imágenes disponible, de modo que la mitad de los planos disponibles se utilizan para dibujar la imagen siguiente, mientras que la otra mitad visualiza la imagen actual. De esta forma, el usuario no ve al sistema dibujar la imagen siguiente; sólo la ve una vez cuando la imagen está completamente dibujada.
- *Transparencias y texturas:* cuando, por ejemplo, una componente de una imagen se superpone a otra en una imagen de color de 24 bits (color real), la imagen que está por encima tapa a la que está por debajo, ya que la información de bits de color de una imagen sustituye a la otra. Si se utilizan planos de bits adicionales, se puede guardar, independientemente de la información del color, la información de transparencia, de forma que es posible controlar el grado en que dos elementos se superponen.

Colores sustractivos

Todas las sustancias absorben, transmiten o reflejan longitudes de onda específicas de luz blanca. Cuando un objeto absorbe parte de luz, nuestros ojos detectan la mezcla resultante de longitudes de onda reflejadas o transmitidas.

Un material blanco opaco refleja todas las longitudes de onda, mientras que uno negro las absorbe todas. Los materiales translúcidos o transparentes absorben o sustraen determinadas longitudes de luz blanca y transmiten otras. Pueden obtenerse todos los colores del espectro haciendo pasar luz blanca a través de filtros CMY. Por ejemplo, percibimos un objeto como cian si absorbe el 100% de luz roja y refleja la luz verde y azul.

Los colores cian, magenta y amarillo son los colores sustractivos primarios y son la base del color impreso (figura 2.24).

Las impresoras y los trazadores de color funcionan de acuerdo con este principio. Disponen de cuatro colores básicos: cian, magenta, amarillo y negro. A estos colores se les llama *colores de cuatricomía*. Los colores de cuatricomía se reproducen a base de superponer tramas de puntos de los colores cian, magenta y amarillo. En teoría, si se combina un 100% de cian, magenta y amarillo se genera el negro. Sin embargo, en la práctica no se imprime nunca el 100% de estas tintas por dos razones. Primero, porque los pigmentos no son perfectos y la combinación de las tres tintas da un color marrón oscuro. En segundo lugar, la impresión de demasiada tinta en una zona produce una imagen de mala calidad. Para conseguir detalle y sombras oscuras, se agrega tinta negra a las tintas CMY. A este modelo de impresión se le denomina CMYK.

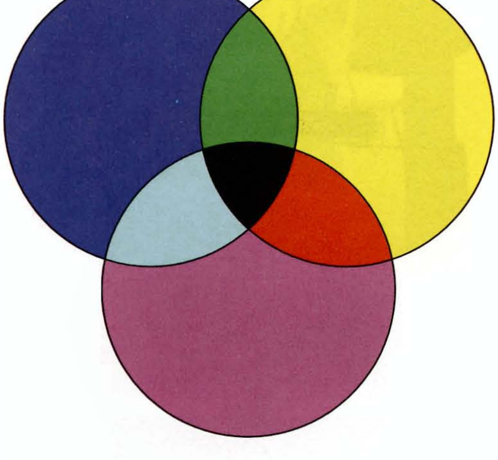


FIGURA 2.24. COLORES BÁSICOS SUSTRACTIVOS Y COMBINACIÓN DE LOS MISMOS.

Principales dispositivos de salida

Existen gran variedad de dispositivos de salida que permiten visualizar los resultados obtenidos con el ordenador.

Los hay de diferentes tipos, aunque su clasificación, debido al desarrollo acelerado de la tecnología actual, se hace un poco complicada. Periféricos que eran muy habituales hasta hace muy poco, como los trazadores de plumillas o las impresoras de agujas, hoy son ya tecnología obsoleta. No obstante, a pesar de esta dificultad, se va a intentar dar una panorámica de los periféricos de salida existentes. En una primera aproximación se pueden clasificar en:

- Pantallas.
- Impresoras.
- Plotters.
- Salidas de vídeo.

Desde el punto de vista de la tecnología utilizada, no es clara la distinción entre impresoras y trazadores (de hecho, a los nuevos trazadores de inyección de tinta se les denomina impresoras de gran formato, ya que utilizan la misma tecnología que las pequeñas impresoras A4 de inyección de tinta). Se puede decir que lo que diferencia fundamentalmente a las impresoras de los trazadores es el formato de papel que utilizan y el uso real que se les da. En general, las impresoras están destinadas para la reproducción de textos y gráficos en tamaños de A4 y A3.

Los plotters o trazadores se utilizan fundamentalmente para la reproducción de imágenes sobre papel de cualquier formato (hasta largo de un A0 en papel continuo).

Los principales periféricos son los siguientes:

Monitor o pantalla

Un elemento imprescindible en la configuración del ordenador es la pantalla de visualización. A través de ella, se observan los datos introducidos, las correcciones y los resultados. Las pantallas son en color. Tienen diversas resoluciones y tamaños (figura 2.25).

Hasta hace poco tiempo la gran mayoría de las pantallas usaban la tecnología TRC (tubos de rayos catódicos). Hoy en día están disponibles las siguientes tecnologías:

FIGURA 2.25. MONITOR.

- LCD (pantallas de cristal líquido): estas pantallas utilizan moléculas de cristal líquido que son polarizadas y rotadas hasta conseguir un color determinado. Muchas pantallas de LCD no muestran el color negro completo.
- TFT (transistores de película fina): son un tipo de transistores que mejoran la imagen y se incorporan a las pantallas LCD.
- *Plasma* o PDP: son pantallas de gran calidad. Se basan en fósforos que se excitan con gases nobles y se obtienen puntos de color. Tienen mayor ángulo de visión, contraste y colores más similares a la realidad que las LCD. Su uso es recomendable a partir de tamaños superiores a 42 pulgadas.
- SED: de calidad similar a las TRC pero con tamaños de plasma. Se basa en acortar el camino de los electrones dentro del tubo TRC antes del impacto con la pantalla de fósforo. Su ángulo de visión es de 180°; es decir, se mire por donde se mire, siempre es igual y su nivel de negro es muy bueno.

Normalmente el tamaño está ligado directamente con la resolución, ya que en pantallas pequeñas no se aprecian resoluciones grandes.

Los parámetros que definen una pantalla son:

- *Tamaño*: 17", 19", 21", 32", 35", 42", etc. El tamaño de la pantalla corresponde a la longitud de la diagonal de la misma.
- *Resolución*: 800 × 600, 1.152 × 864, 1.280 × 720, 1.280 × 768, 1.280 × 960, 1.280 × 1.024, 1.600 × 1.200. Es la resolución máxima que admite el monitor. Debe ser compatible con la resolución que permita la tarjeta gráfica de que se disponga.
- *Tamaño de píxel o pitch*: es el tamaño en milímetros que tiene un píxel de la pantalla. En los monitores normales, el pitch es de 0,28 mm. En los de alta calidad, el pitch es de 0,25 mm.
- *Velocidad de actualización de pantalla*: 60 Hz, 72 Hz, etcétera.

Impresora

En la actualidad se denominan *impresoras sin impacto:* no existen elementos que impacten sobre el papel. Son las impresoras de inyección *de tinta, térmicas y láser.* Son silenciosas y permiten la ejecución de gráficos. Las impresoras láser son especialmente rápidas, pudiendo llegar a la impresión de 1.000 páginas por minuto. Su resolución alcanza los 2.400 × 1.200 dpi. Las impresoras de inyección de tinta proyectan gotas microscópicas de tinta sobre el papel, a modo de una matriz de puntos (una trama) más o menos densa según la intensidad y el tono del color del gráfico. Las impresoras láser funcionan de forma que un rayo láser incide sobre un tambor fotosensible que cambia su carga electrostática donde ha recibido luz. Debido al cambio de carga, se adhieren partículas de tóner, que posteriormente se depositan y fijan sobre el papel. Existen monocromáticas y de color (figura 2.26).

FIGURA 2.26. IMPRESORA.

Las impresoras que funcionan en blanco y negro simulan el color a través de tramas de puntos en función de su densidad. Las impresoras de color se basan en la utilización de colores de cuatricomía CMYK, apoyándose en la teoría de los colores sustractivos descritos anteriormente. Es posible imprimir en calidad fotográfica utilizando papeles especiales.

Los parámetros principales utilizados para medir las prestaciones de una impresora son:

- *Resolución:* es el tamaño más pequeño del punto que puede representar (medida en dpi). Valores típicos de resolución son 1.200 dpi, 600 dpi.
- *Velocidad:* es el número de páginas por minuto que es capaz de imprimir.
- *Memoria:* memoria RAM de que dispone la impresora. Una impresora láser guarda en su memoria la imagen completa y posteriormente la reproduce. A modo de orientación, una impresora láser A4 de blanco y negro de 300 dpi necesita 2 MB para generar una imagen que ocupe el A4 completo llenando una sola vez la memoria.
- *Formato:* tamaño o tamaños de papel que puede utilizar.

FIGURA 2.27. IMPRESORA DE GRAN FORMATO.

Trazador

Los plotters o trazadores permiten la reproducción de gráficos en formatos de papel de grandes dimensiones. Destacan: los trazados de *inyección de tinta o impresoras de gran formato o impresoras técnicas:* funcionan con una tecnología muy similar a la de las impresoras de inyección de tinta (figura 2.27). Permiten la reproducción de colores o la reproducción en blanco y negro. Son silenciosos y rápidos. Crean los dibujos por una serie de minúsculas gotas de tinta que proceden de los inyectores situados en el cabezal de impresión. Es posible imprimir hasta anchos de 1.118 mm.

Los parámetros utilizados para medir las prestaciones de un plotter son equivalentes a los de una impresora.

Salida de vídeo

Son dispositivos que permiten la conversión de los gráficos del ordenador a un formato que pueda ser registrado en una cinta de vídeo en cualquiera de sus formatos Hi8, UMATIC, BETACAM, etcétera.

2.5. CAD/CAM/CIM/CAE

La introducción del ordenador dentro del proceso productivo ha contribuido a mejorar la fase del diseño. Se han reducido los costes y tiempos de diseño y el tiempo de respuesta ante los cambios de producción.

Manejar un sistema CAD no es tan sólo dominar un conjunto de instrucciones de un programa informático, sino que exige también tener un conocimiento del proceso de diseño y de todos los procesos que conlleva el mismo. Si la concepción del diseño es mala, utilizar un sistema CAD no contribuirá a mejorarlo, aunque sí es probable que los errores del diseño se detecten antes.

En cualquier caso, es difícil desvincular el CAD de la *fabricación asistida por ordenador,* abreviada por las siglas CAM *(Computer Aided Manufacturing)*, de tal forma que hoy es frecuente hablar de CAD/CAM, integrando así el diseño y la fabricación dentro del mismo proceso. El ordenador se incorpora en la fase de fabricación y montaje. Las máquinas se dotan de un procesador que controla el proceso. Gracias al control numérico o CNC *(Computer Numerical Control)* es posible con-

trolar las máquinas, herramientas, sistemas de transporte o robots. El diseño de la pieza está interconectado con su fabricación mediante software especializado. El ordenador también está presente en las etapas de verificación de la calidad, controlando las máquinas de medición.

El conjunto de todas estas técnicas informatizadas se denomina CIM (*Computer Integrated Manufacturing*). En ella trabaja un conjunto de ordenadores interconectados que controlan todas las etapas del diseño y la construcción de las piezas. Todo esto a su vez queda integrado en un concepto más amplio todavía, que es el CAE (*Computer Aided Engineering*) que busca la integración de todas estas técnicas para la buena ejecución del trabajo del ingeniero.

2.6. Sistemas CAD

En este apartado se describirán los principales aspectos de los programas de CAD.

Dibujar mediante un programa de CAD es sólo cuestión de tiempo y estudio del programa que se haya elegido para realizar el diseño. Otra cosa será utilizar ese programa con su máximo rendimiento. Para esto, los programas llevan una serie de utilidades que facilitan enormemente determinadas tareas.

Un programa de CAD moderno, sin embargo, proporciona determinadas características que no son posibles desde el dibujo en el tablero:

- Modelado de sólidos.
- Modelado de curvas de forma libre.
- Diseño automatizado de ensamblajes, conjuntos de piezas previamente modelizadas.
- Creación de dibujos 2D desde los modelos sólidos.
- Reutilización de componentes.
- Facilidad para la modificación del modelo y la producción de familias de piezas.
- Generación automatizada de piezas estándar para los diseños.
- Validación/verificación de los diseños respecto a los requerimientos de los mismos.
- Simulación de los diseños sin necesidad de construir un prototipo físico.
- Obtención de documentación necesaria para el diseño, como la lista de materiales, los planos en dos dimensiones, etc.
- Importación/exportación de ficheros con otras herramientas software, ya sea por medio de ficheros de intercambio neutros o propios.
- Ficheros directos del diseño para la fabricación del mismo.
- Ficheros de salida directa para la obtención de prototipos rápidos.
- Mantenimiento de librerías de piezas y conjuntos.
- Cálculo de propiedades másicas.
- Herramientas para la visualización como sombreados, eliminación de aristas ocultas, rotaciones, etcétera.
- Asociación paramétrica bidireccional: cualquier cambio realizado en un diseño se refleja en todos los conjuntos, listas de materiales, propiedades másicas, etc., y viceversa.
- Cinemática, interferencias, en conjuntos.
- Plegado de chapa.
- Diseño de cableado.
- Componentes eléctricos.
- Posibilidad de incluir características propias a los modelos por medio de programación.
- Posibilidad de salidas gráficas de altas prestaciones: texturado, sombreado, transparencias.
- La edición y reproducción de los planos se convierte en un trabajo sencillo y más breve que con el método tradicional.

En contra, presenta los siguientes aspectos:

- Son convenientes unos conocimientos ligeros de informática.
- Hay que conocer un programa informático de CAD.
- A veces la creación de librerías, macros, etc., requieren ayuda externa especializada.

- No todos los programas informáticos de CAD crean ficheros compatibles.
- La adaptación de los programas CAD a las normas a veces es costosa.
- La reconversión de proyectistas para el aprendizaje de un sistema CAD es en ocasiones larga y costosa; incluso, en personas de edad más avanzada es imposible si se desea un rendimiento aceptable.

La figura 2.28 compara las ventajas de reducción de costes y de plazo al realizar un proyecto utilizando métodos tradicionales y utilizando herramientas CAD. El tiempo dedicado al diseño es ligeramente mayor en CAD, pero el tiempo de desarrollo y documentación se reduce enormemente.

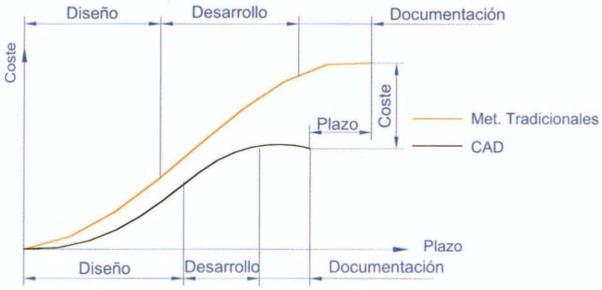


FIGURA 2.28. COMPARACIÓN ENTRE EL USO DE MÉTODOS TRADICIONALES Y EL CAD.

Los programas de CAD pueden representar geometría en dos o tres dimensiones. La elección del programa dependerá de las necesidades de la empresa. Los programas en tres dimensiones incluyen todas las características del de dos dimensiones, además de las siguientes:

- Permite visualizar la pieza tal y como es en realidad.
- Permite el estudio de encajes e interferencias.
- Permite conocer las propiedades másicas.
- Crea simulaciones de mecanizado, dinámicas y estáticas.
- Permite el intercambio de ficheros con aplicaciones dedicadas a la simulación o el cálculo, como los paquetes de cálculo por elementos finitos.

2.7. ESTRUCTURA DE UN PROGRAMA CAD

Existen dos grandes familias de programas informáticos destinados a generar gráficos: los que generan gráficos de mapas de bits y los que generan gráficos vectoriales.

Un gráfico de mapa de bits es equivalente al que aparece en la pantalla de un ordenador. Está formado por un conjunto de puntos de diferentes colores. Presenta imágenes de gran calidad y apariencia real, pero no es fácil modificar su contenido (figura 2.29).

FIGURA 2.29. IMAGEN DE BITS. EN LA AMPLIACIÓN SE OBSERVAN LOS PUNTOS QUE DEFINEN LA IMAGEN.

Un gráfico vectorial está formado por un conjunto de elementos denominados estadios de dibujo o primitivas. Son elementos geométricos tales como líneas, arcos, círculos, etc., que el usuario puede manipular según le permita el programa de dibujo (figura 2.30).

Para guardar la información necesaria para los gráficos vectoriales, solamente es necesario conservar la información geométrica necesaria para reproducirlos sobre el ordenador (por ejemplo, para un segmento, las coordenadas de sus dos extremos). Sin embargo, para guardar la información de una imagen de mapa de bits (o bitmap), es necesario conservar la información de todos los píxeles que compongan la ima-

gen. Por este motivo, el tamaño de los archivos que ocupan las imágenes bitmap es mucho mayor que el de los que ocupan las vectoriales.

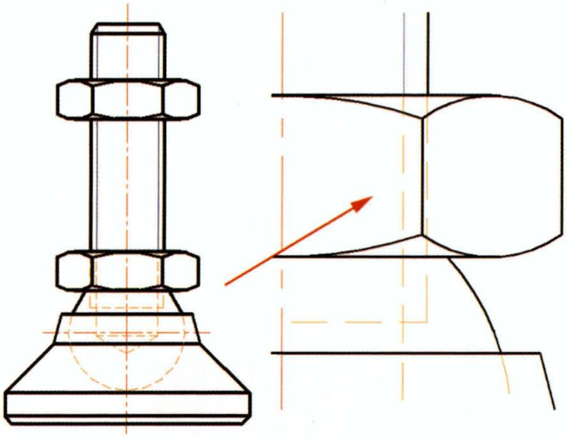


FIGURA 2.30. GRÁFICO VECTORIAL.

La resolución de una imagen bitmap depende de la que tenga en el momento de su creación. Si se quiere reproducir a diferentes tamaños, se observará claramente la diferencia de tamaño de los puntos que la componen. Por este motivo, se debe tener siempre en cuenta cuando se esté creando una imagen de este estilo el tamaño al que se va a reproducir.

Por contra, la resolución de una imagen vectorial es independiente del dispositivo de visualización y se adaptará con total precisión al tamaño final al que se quiera reproducir.

Dado que un programa CAD debe reproducir dibujos con total precisión, independientemente de la escala a la que se esté trabajando, y dado que las entidades de dibujo deben poderse manipular con facilidad, todos los programas CAD se han diseñado desde la óptica de programas de gráficos vectoriales.

En general, un programa CAD está dotado de los módulos que se comentan a continuación.

2.7.1. MÓDULO DE DIBUJO

El módulo de dibujo sirve para definir nuevas entidades que no existen en el modelo existente.

Permite crear entidades de dibujo tales como líneas, polígonos, círculos, arcos, textos, de forma totalmente análoga a como se haría mediante los medios de delineación convencionales pero usando herramientas informáticas.

El desarrollo de los sistemas CAD ha ido mucho más allá de permitir utilizar herramientas de dibujo convencionales (lo que correspondería al dibujo en 2D), sino que ha introducido un nuevo concepto que se denomina dibujo en 3D. Para ello se ha pasado a utilizar entidades de dibujo formadas por geometrías tridimensionales. Estas primitivas tridimensionales son, o bien cuerpos geométricos básicos tales como prismas, cilindros, paralelepípedos, conos, etc., o piezas obtenidas a partir de geometrías bidimensionales por operaciones de extrusión, revolución, etc., o superficies complejas definidas por *B-splines*, superficies de Hermite, superficies de Bezier, Nurbs, etc. Estas primitivas básicas se podrán combinar para definir formas compuestas mediante el proceso denominado *Geometría Constructiva de Sólidos* (GCS, o CSG en inglés) y obtener así la geometría final.

La geometría constructiva de sólidos permite obtener formas compuestas a partir de la combinación de formas previas realizando operaciones booleanas de unión, diferencia e intersección.

Cada entidad de dibujo que se crea tiene siempre asociadas varias propiedades. Estas propiedades son el color, el tipo de línea (continua, a trazos, a trazo y punto, etc.) y la capa donde se encuentra (el concepto de capa se definirá posteriormente).

2.7.2. AYUDAS AL DIBUJO Y HERRAMIENTAS

Una de las principales virtudes de los sistemas CAD es que, si se utilizan adecuadamente, permiten confeccionar los dibujos y los modelos con total precisión. Por este motivo, todos los programas CAD tienen una serie de herramientas que permiten realizar funciones de dibujo. Algunas de ellas son las siguientes:

- *Modos de dibujo ortogonales:* permiten que las líneas que se vayan a dibujar sean siempre verticales u horizontales.

- *Reconocimiento de la intención del usuario:* el programa CAD infiere, dependiendo de la posición del dispositivo localizador y las geometrías de referencia, si las líneas son horizontales, verticales, situadas en un centro, etcétera.
- *Forzado de coordenadas:* para dibujar aproximadamente, permiten forzar la posición del cursor en pantalla a valores enteros de milímetros, a medios milímetros o al valor que se requiera.
- *Búsqueda de puntos significativos:* permite localizar puntos característicos del dibujo tales como puntos finales de entidades, puntos medios, intersección de entidades, centros de círculos, etcétera.
- *Gestión de capas:* el uso de capas es de gran utilidad a la hora de confeccionar un dibujo mediante un sistema CAD. Las capas semejan hojas de papel transparente de forma que cada entidad de dibujo se sitúa en una sola capa. El contenido de las capas se puede visualizar u ocultar según interese a la persona que está confeccionando el dibujo, de forma que, durante determinadas fases del dibujo, se pueden ocultar las capas que no interesen en ese instante para simplificar el contenido de la información que aparece sobre la pantalla. A la hora de imprimir el dibujo se podrán volver a activar todas las capas que interesen para que aparezca el dibujo completo sobre el papel impreso.

2.7.3. Módulo de edición

Figura 2.31. Rotación de una pieza.

El módulo de edición permite modificar entidades que han sido creadas previamente. Las modificaciones pueden afectar a las propiedades de las entidades (se puede cambiar el color, el tipo de línea, o la capa de una entidad), o se pueden cambiar las características geométricas de la pieza (se puede desplazar, girar, estirar, alargar, recortar, etc.).

Por supuesto, las operaciones de edición afectan tanto a geometrías bidimensionales como a tridimensionales.

2.7.4. Módulo de construcción

Permite obtener entidades a partir de otras que ya habían sido creadas anteriormente. Operaciones como copiar elementos, realizar simetrías, generar múltiples elementos a partir de uno repitiéndolo en forma de matriz rectangular o polar, o generar entidades equidistantes a otras, son operaciones típicas de este módulo.

2.7.5. Módulo de visualización

Muchas veces, la pantalla del ordenador es insuficiente para visualizar toda la información del plano. Se podría imaginar qué tamaño tendría toda la información gráfica que se representa sobre un plano A0 en una pantalla de ordenador. Todo sería minúsculo, no se podrían apreciar los detalles. Los programas CAD contienen funciones que permiten acercarse, moverse, alejarse del dibujo.

El módulo de visualización permite varias funciones, todas ellas tendentes a que aparezca en la pantalla la información que se desee visualizar. Las opciones de zoom permiten ajustar el tamaño de la pantalla a una ventana imaginaria situada sobre el dibujo, de forma que sobre la pantalla del ordenador se verá únicamente el interior de esa ventana. También se permite visualizar sobre la pantalla del ordenador ventanas múltiples visualizando simultáneamente varias zonas distintas del dibujo a escala mayor.

Otro aspecto a tener en cuenta a la hora de visualizar la información es la representación de cuerpos tridimensionales. Existen distintas formas de representar geometrías tridimensionales sobre un soporte plano (como es la pantalla de un ordenador o el papel utilizado en una impresora).

Modelos de alambres

Consiste en representar los vértices del objeto y líneas características de las superficies. La representación es ambigua y puede ser utilizada para diferentes objetos; sin embargo es muy rápida en el cálculo (figura 2.32).

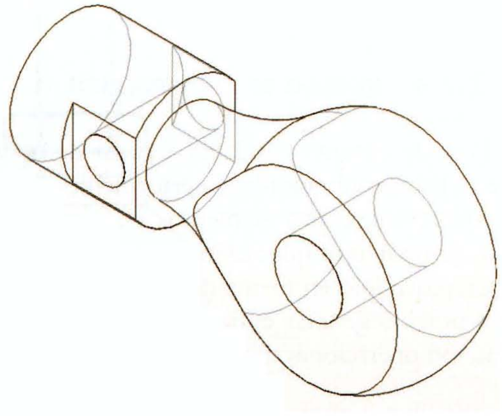


FIGURA 2.32. REPRESENTACIÓN DE CUERPOS POR MEDIO DE ALAMBRES.

Modelos de mallas

El modelo es representado por medio de caras poligonales definidas por sus aristas. La visualización conseguida es acertada, y por medio de diferentes algoritmos se pueden detectar las zonas vistas y ocultas (figura 2.33).

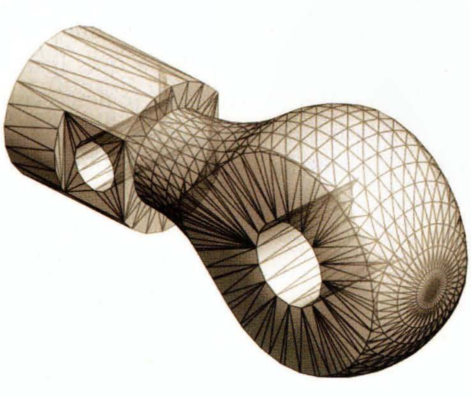


FIGURA 2.33. MODELO DE MALLAS.

Modelos realistas

Los modelados de geometrías por medio de superficies o de sólidos permiten la visualización realista del modelo (figura 2.34). Se deben asignar a las piezas dibujadas materiales con sus propiedades de color, de brillo, matiz y saturación. Es posible la asignación de texturas, por ejemplo, diferentes grados de rugosidad, aspectos textiles, etcétera. Se deben asignar luces que iluminen el objeto y produzcan sombras arrojadas.

Términos como rendering, supresión de aristas ocultas, modelo de Gouraud, de Phong, Ray-tracing o radiosity, se utilizan frecuentemente para este tipo de representación.

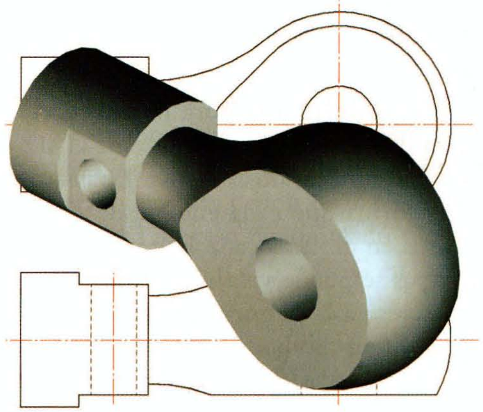


FIGURA 2.34. REPRESENTACIÓN REALISTA DE UN CUERPO TRIDIMENSIONAL.

2.7.6. ELEMENTOS DE LIBRERÍA

Otra de las ventajas que tiene un sistema CAD es la posibilidad de crear bibliotecas de elementos que se repiten frecuentemente a la hora de confeccionar un plano. Elementos como cuadros de rotulación, tornillería estándar y simbología en general, no tienen por qué dibujarse cada vez que se necesiten. Se suele decir que, cuando se utiliza un programa CAD, los objetos solamente se deben dibujar una sola vez. Una vez que ya han sido generadas, cuando se necesitan de nuevo, basta con recuperarlas de la base de datos e insertarlas en su nueva posición en el dibujo. Todos los sistemas CAD profesionales disponen de bibliotecas de elementos normalizados y permiten a su vez que los usuarios puedan crear sus propios elementos de librería.

2.7.7. Módulo de acotación

Dado que el fin fundamental de un sistema CAD es producir planos técnicos, todos los sistemas CAD disponen de un módulo de acotación.

Los sistemas CAD tienen distintos formatos de acotación preestablecidos, que se ajustan a las distintas normas internacionales de aplicación en este aspecto. Permiten obtener directamente las cotas seleccionando el elemento que se desea acotar, y determinan directamente el valor de la magnitud acotada.

Las cotas pueden ser asociadas al dibujo de tal forma que, si se modifica alguna dimensión, la cota se actualiza automáticamente.

2.7.8. Módulo de salida

Con objeto de comunicar la información de gráfica que se genera con ellos, los programas CAD disponen de un módulo que permite transferir al exterior dicha información. Esta información se puede transferir generando una salida impresa del plano a través de cualquiera de los periféricos vistos anteriormente (impresora, trazador, etc.), y también se pueden generar archivos en formatos estándar (IGES, DXF, STEP, etc., o el formato propio de cada programa) para que la información pueda ser importada por otros usuarios y otros programas.

Ficheros de intercambio

Debido a la gran variedad de software existente en el mercado es necesario conocer las compatibilidades y posibilidades de trabajo y de intercambio de información entre ellos. La necesidad de información continua y actualizada entre todos los departamentos involucrados en el diseño ha forzado la aparición de las nuevas posibilidades de intercambio de datos e intercambio de ficheros de diseño.

Con el propósito de permitir la utilización de la misma base de datos por diferentes programas CAD/CAM se desarrollaron los diferentes estándares de *intercambio de datos.*

Es frecuente que las compañías grandes tengan más de un sistema CAD y los datos obtenidos en un sistema deban ser compartidos por el resto. Incluso sus suministradores y clientes utilizan sistemas que no tienen por qué ser los mismos (figura 2.35).

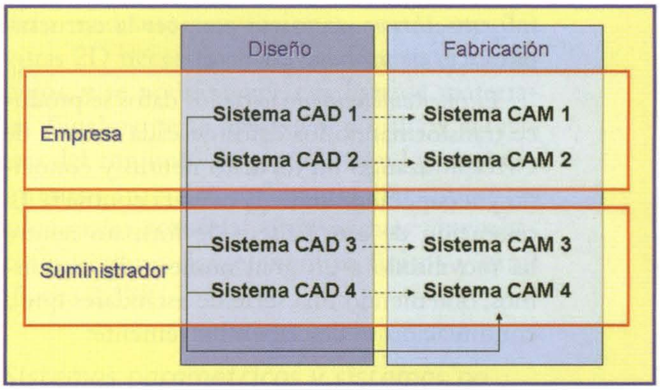


Figura 2.35. Interrelación de los distintos sistemas CAD/CAM.

Existen muchos tipos de datos que pueden ser compartidos entre las bases de datos CAD/CAM. Normalmente se almacena información relativa a la forma (geometría, la topología, capas, unidades de medida, precisión, etc.), al diseño propiamente dicho (propiedades másicas, su análisis por elementos finitos, cinemática y dinámica) o a la fabricación (velocidades y caminos de corte, lista de materiales, tolerancias, etc.).

Los datos se pueden intercambiar directa o indirectamente (figura 2.36).

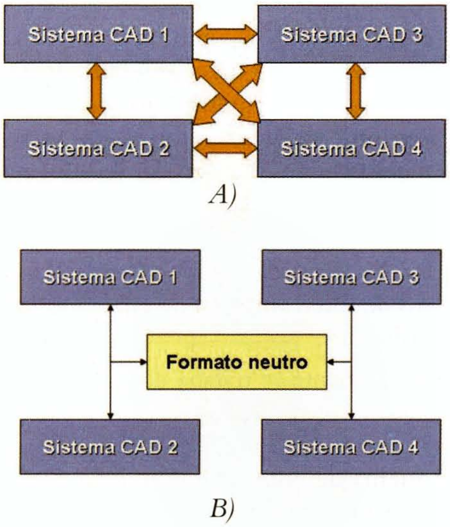


Figura 2.36. El intercambio de ficheros puede ser *a)* directo o *b)* indirecto.

El *intercambio directo* tiene la ventaja de realizarse de una sola vez, reduciendo el tiempo de transferencia, eliminando la necesidad de archivos intermedios y sin pérdida de información. Para poder realizar este intercambio de información es necesario conocer la estructura exacta de las bases de datos.

El *intercambio indirecto* de los datos se produce transformando los datos de cada sistema de CAD utilizando un formato neutro y conocido y recuperándolos de la manera contraria. La obtención de este fichero de formato neutro ha movilizado a un gran número de organismos, obteniendo una serie de estándares que a continuación se describen brevemente:

- DXF *(Drawing Exchange Format)*. Este formato lo desarrolló Autodesk para los usuarios de AutoCAD©. Debido a la gran parte de mercado que sustenta este programa se ha convertido en un estándar de intercambio a nivel de ordenador personal. DXF es un fichero ASCII que contiene información geométrica 2D y 3D e informaciones adicionales como capas, colores, texto, etcétera. Conforme más programas con salidas a formatos originales de AutoCAD© van existiendo, menos interés tiene el uso de los ficheros DFX.
- IGES *(Initial Graphics Exchange Specification)*. En los años setenta el ejército americano ideó un fichero para intercambiar información con sus proveedores. En 1980, el comité de normalización ANSI Y 14.26 adoptó el formato IGES como un estándar para el intercambio de datos digitales. IGES v.1 inicialmente contenía información 2D. La versión 2 ya llevaba información sobre elementos finitos. La versión 4, informaciones sobre modelado sólido, y la versión 5 información sobre los modelos de fronteras. Se mantiene como uno de los ficheros de intercambio o de salida gráfica más utilizados.

  Inicialmente se trataba de archivos ASCII, pero éstos resultaban ser de gran tamaño. A partir de la versión 3, se aplicó un esquema de compresión, reduciéndolo a la tercera parte.

  Tanto IGES como DXF no contienen datos referentes a la fabricación explícitamente, pero se utilizan para el intercambio entre sistemas CAD y CAM.
- STEP *(Standard for the Transfer and Exchange of Product model data)*. STEP es un estándar potenciado por ISO para la unificación de los estándares americanos (IGES) y los europeos (SET, Francia, y DIN TAP, Alemania). Está relativamente extendido por la industria. Actualmente se están realizando desarrollos basados en etiquetas XML alcanzando un alto nivel de desarrollo.
- PDES *(Product Data Exchange using Step)*. Incorpora la estructura de STEP y pretende cumplir con todo el ciclo productivo de la pieza (diseño y fabricación), incluyendo información sobre forma, fabricación, tolerancias, calidad o mantenimiento. Está diseñado para ser aplicado en todas las disciplinas como mecánica, electricidad, electrónica, distribución en planta, etcétera.
- VDA-FS *(Verband Der Automobilindustrie)*. Permite la traducción de modelos de superficies dentro de diferentes programas CAD. Fue creado por la organización alemana VDA (*Verband der Automobilindustrie*: sistema de gestión de la calidad para la industria alemana).
- ParaSolid XT. El sistema de rutinas de modelado de sólidos PARASOLID© fue creado por la empresa Shape Data, hoy perteneciente a UGS Corp. Tiene un gran uso en todos los sistemas de esta compañía y en todos los campos CAD/CAM/CAE.

Esta gran variedad de formatos obliga en ocasiones a la utilización de traductores internos entre un estándar y otro, con el consiguiente riesgo de pérdida de información.

Normalmente los sistemas CAD/CAM dentro de la misma compañía se encuentran comunicados por medio de servicios de red a través de los cuales es posible compartir los ficheros.

Programación y personalización

Por último, los programas CAD tienen también las posibilidades de personalización y de programación.

La personalización consiste en adaptar el programa, dentro de las posibilidades permiti-

das, a las necesidades del usuario: adaptación de los menús del programa, inclusión de funciones o comandos especiales, etcétera.

Todos los sistemas CAD incluyen algún tipo de lenguaje, unos con un intérprete propio interior como AutoLISP en el programa AutoCAD©, por ejemplo, y otros a través de lenguajes y compiladores externos, como C++, que permiten llevar a cabo la personalización anteriormente citada y el desarrollo de aplicaciones específicas complementarias a los programas CAD.

2.7.9. Tipos de sistemas CAD

Existen varias clasificaciones relativas a los programas CAD. Tal vez las dos más interesantes se comentan a continuación.

CAD 2D y CAD 3D

El CAD 2D permite la creación de planos técnicos utilizando exclusivamente instrumentos de dibujo 2D (líneas, círculos arcos, etc.). Su uso está actualmente limitado a la edición de planos.

Un sistema CAD 3D permite la creación de planos técnicos partiendo de geometrías tridimensionales. Posteriormente, una vez construidos los modelos sólidos de las piezas, éstos se unirán para formar el conjunto o ensamblaje. Una vez finalizada esta etapa de diseño, se procederá a generar los planos de conjunto y de despiece necesarios, se obtendrán mediante proyecciones, cortes, etc., las vistas 2D necesarias para confeccionar los dibujos, y se podrá generar la lista de materiales. Finalmente se procederá a realizar el análisis del conjunto de acuerdo con los requerimientos iniciales utilizando herramientas adicionales como las simulaciones cinemáticas, interferencias, elementos finitos y otras (figura 2.37).

Sistemas paramétricos y sistemas no paramétricos

Los sistemas paramétricos de diseño pueden establecer cotas variables (paramétricas) y condiciones geométricas tales como tangencias o perpendicularidad, permitiendo estudiar distintas configuraciones de una misma geometría y poder definir de esta forma familias de piezas.

En un sistema CAD paramétrico los objetos están definidos por una serie de relaciones entre los puntos (horizontal, coaxial, tangente, etc.) y por las distancias entre ellos. Estas distancias particularizadas para un valor con-

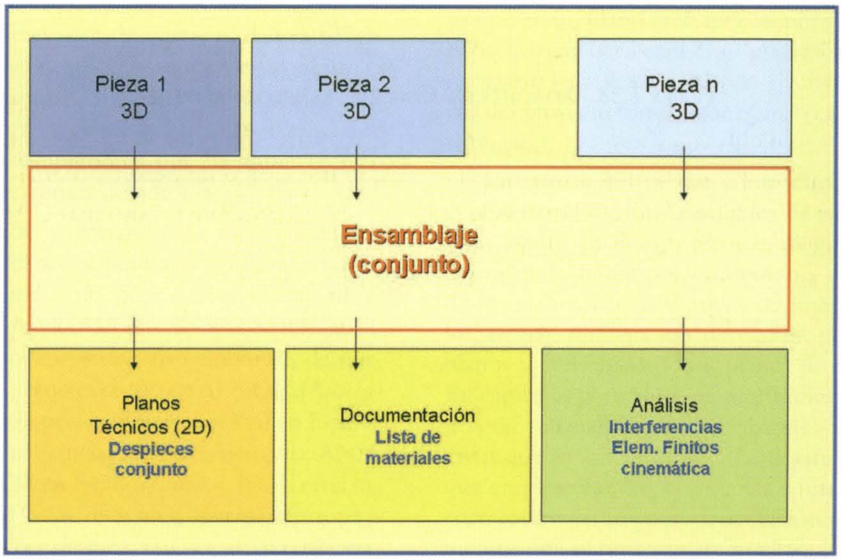


Figura 2.37. Proceso de diseño con un programa CAD 3D.

creto ofrecen una solución específica para esa geometría, como se aprecia en la figura 2.38. En la primera imagen se ha definido una geometría; al modificar el valor de un segmento a 12 y del otro a 15, la geometría se tiene que ajustar, pero manteniendo las condiciones de tangencia impuestas. Si se modifica el valor del radio los elementos se adaptan a esta nueva condición, pero manteniendo las tangencias ya definidas.

En la actualidad todos los sistemas de CAD 3D destinados al diseño mecánico son paramétricos. Cualquier modificación que se realice en el modelo 3D se extiende a todos los ficheros que derivan de esta geometría, estando siempre actualizados.

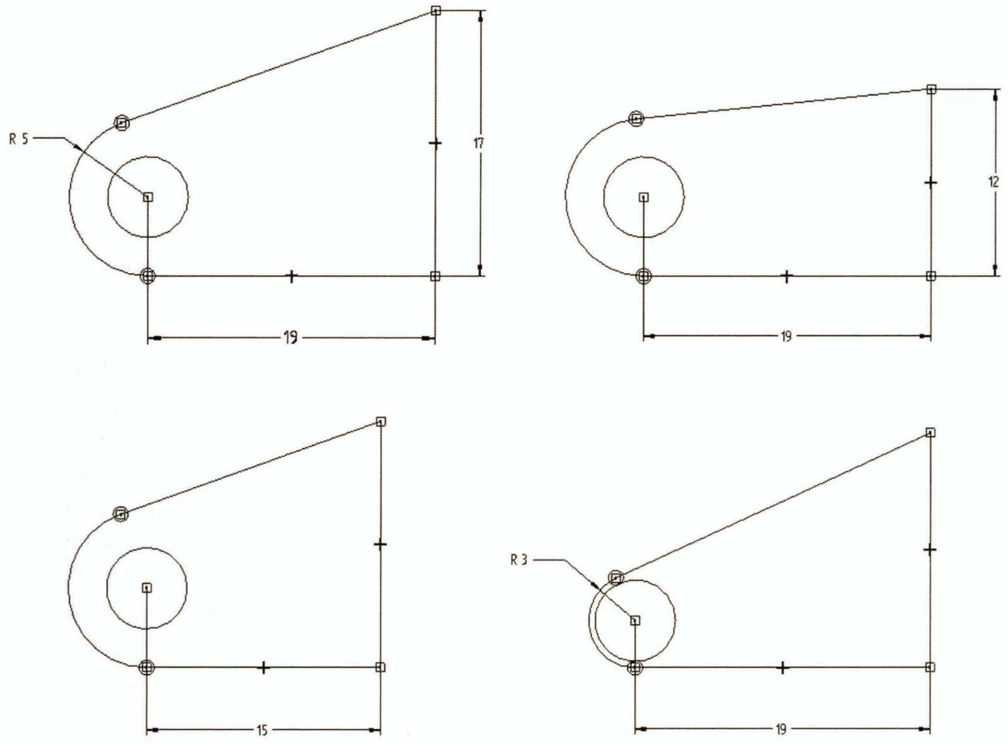


FIGURA 2.38. DIFERENTES SOLUCIONES DE UN MODELO PARAMÉTRICO.

3 Normalización

Introducción

El dibujo técnico es el lenguaje a través del cual el técnico, por un lado, registra sus ideas y la información exterior, y por otro, las comunica a otras personas para su materialización práctica. Para que el dibujo técnico sea verdaderamente útil y cumpla los requisitos de medio de expresión y comunicación debe tener varias características: gráfico, universal y preciso.

El dibujo técnico es el modo más directo y simple de comunicación entre técnicos, con el taller, con la obra, con el montaje, etc.

La característica de universalidad es básica. De igual forma que el lenguaje oral y escrito es diferente para cada idioma, la universalidad de la expresión gráfica hace que una representación pueda ser comprendida por cualquier técnico con independencia del idioma.

Es de gran importancia que todos los diseñadores sigan unas normas claras y precisas en la representación para no interpretar erróneamente el diseño o el producto. Estas reglas se establecen en cada país por medio de los organismos de normalización, como es el caso de AENOR (Asociación Española para la Normalización) en España, AFNOR en Francia, DIN en Alemania, ANSI, ASA y ASTM en Estados Unidos, ISO a nivel internacional o las recientes Normas Europeas (EN). Estos organismos, a su vez, están relacionados entre sí para que no existan discrepancias entre las normas de unos países y otros. De hecho, la tendencia actual es la de adoptar las mismas normas para todos.

Las normas de aplicación para el dibujo se refieren a los sistemas de representación, normas de presentación (tamaño del papel, cuadro de rotulación, etc.), representación de elementos (vistas, cortes, símbolos, etc.), series de valores normalizados para elementos, etc. Por otra parte, la precisión del dibujo es también necesaria, ya que en un plano o en un conjunto de planos debe quedar perfectamente plasmado todo lo necesario para llevar a cabo la ejecución material del proyecto (dimensiones, materiales, montajes, etc.).

En este capítulo se van a introducir los conceptos básicos y fundamentales de normalización usados en dibujo técnico, tratando temas como tipos de dibujos, contenido y elementos de los planos, formatos, tipos de líneas, símbolos, escalas, numeración de planos, plegado de planos y contenido de los planos de conjunto. En capítulos posteriores se profundizará mucho más en normalización describiendo el tipo de vistas que se van a utilizar y las normas que hay que emplear para representarlas e interpretarlas correctamente, así como la acotación de los elementos que se representan en ellas.

3.1. Tipos de dibujos técnicos

Los dibujos técnicos se clasifican de acuerdo con su finalidad. Aunque hay muchos tipos de planos, los principales se comentan a continuación.

3.1.1. Según el tipo de representación

De acuerdo con el tipo de representación, los dibujos pueden ser:

- *Croquis:* es una representación, realizada en la mayoría de los casos a mano alzada, que no necesariamente utiliza formas, medidas y normas. Sirve de base para la realización de un dibujo o de un plano (figura 3.1A).
- *Dibujo o plano:* representación realizada a escala, en la medida de lo posible, con las vistas, cortes, cotas y demás datos necesarios en cada caso (figura 3.1B).

3.1.2. Según el contenido

- *Dibujo de conjunto o general:* representación que muestra una instalación, una construcción, una máquina, un aparato, etc., en condiciones de funcionamiento y, por consiguiente, montada con todos sus componentes.

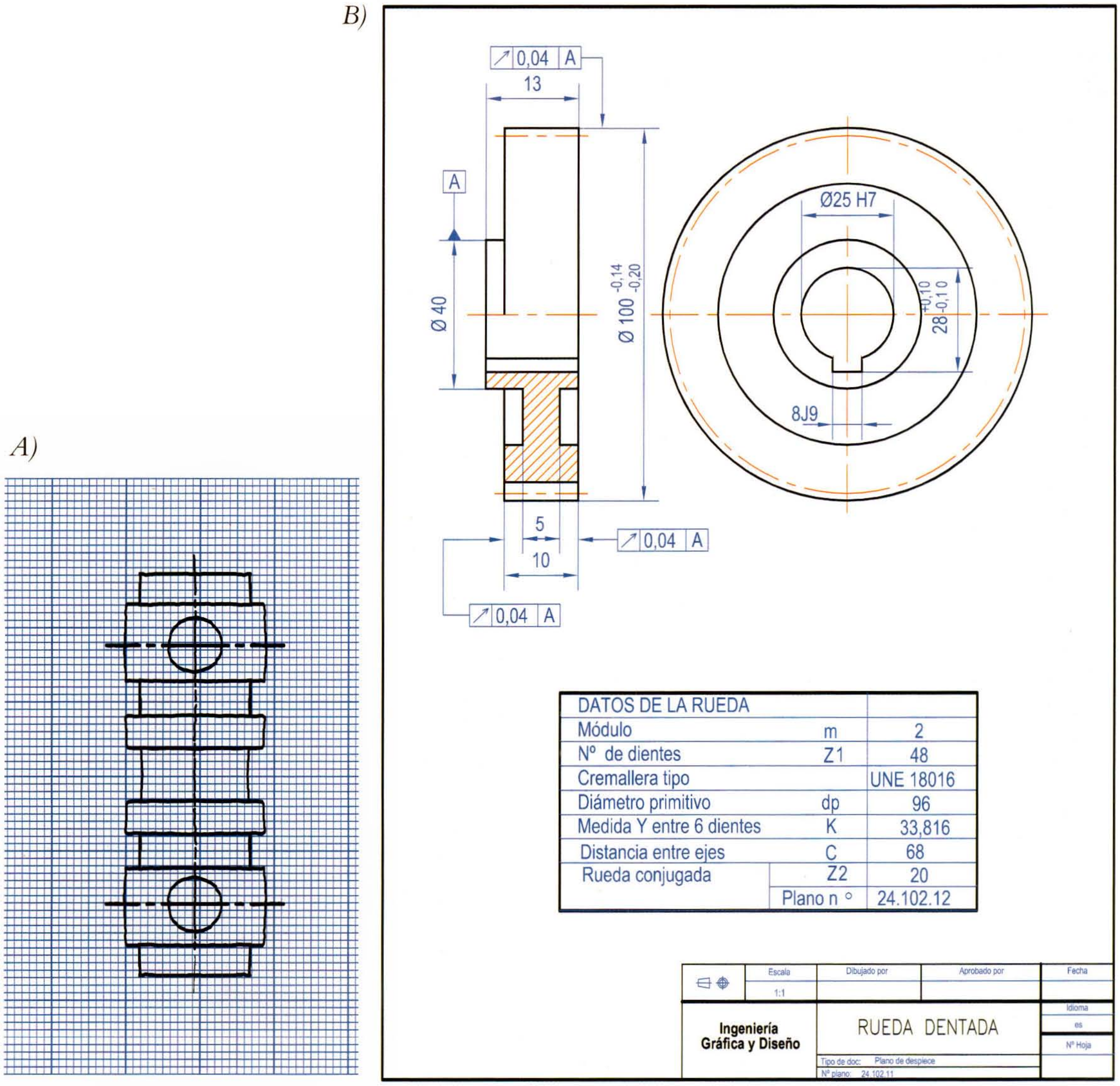
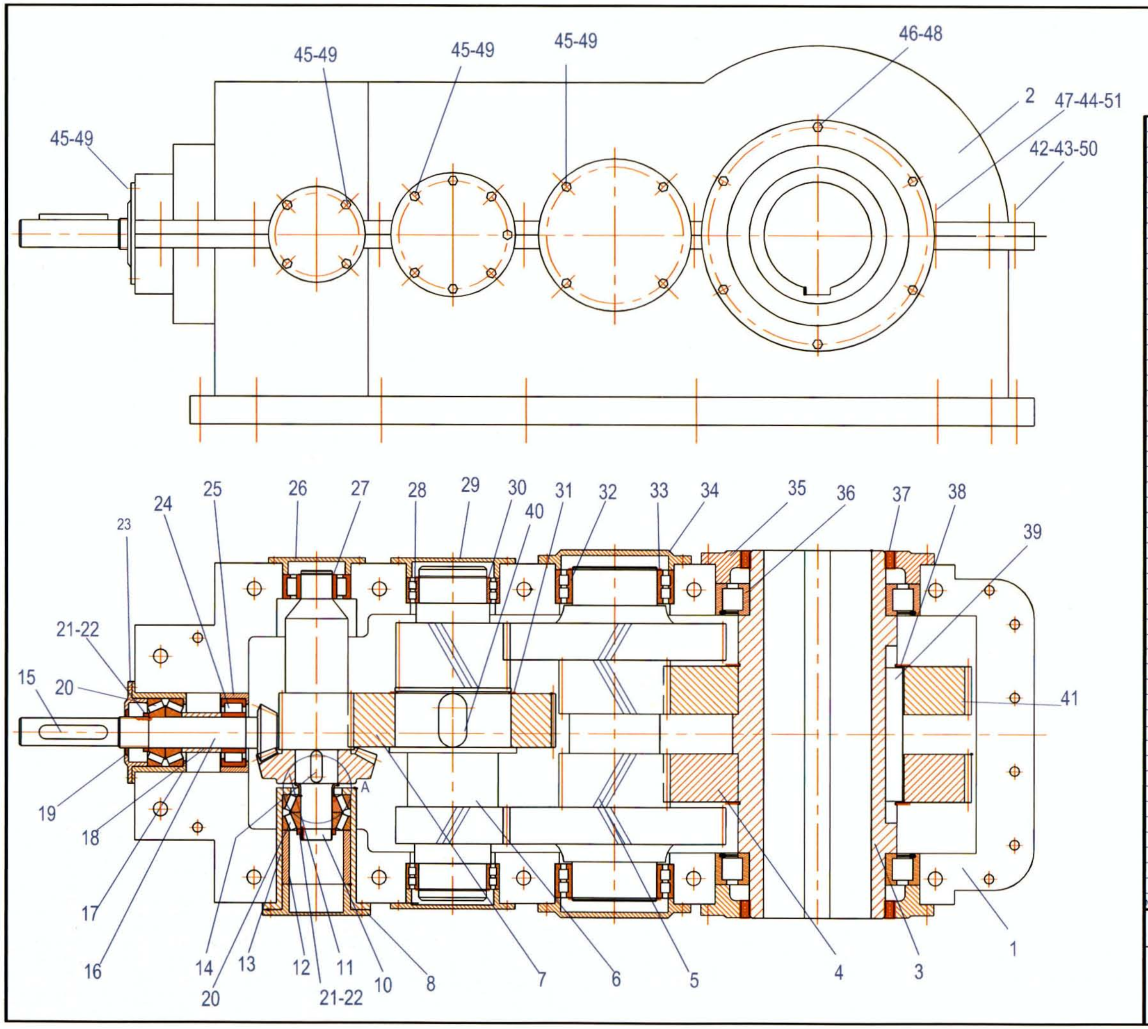


Figura 3.1. *A)* Croquis. *B)* Dibujo o plano.



Nº piezas	Denominacion	Marca	Plano	Modelo	Material	Peso
12	ARANDELA	51		Ø24 DIN 127	ACERO	
8	ARANDELA	50		Ø20 DIN 127	ACERO	
30	ARANDELA	49		Ø10 DIN 127	ACERO	
12	ARANDELA	48		Ø15 DIN 127	ACERO	
12	TORNILLO	47		M24x60 DIN933	ACERO	
12	TORNILLO	46		M15x30 DIN933	ACERO	
30	TORNILLO	45		M10x30 DIN933	ACERO	
12	TUERCA	44		M24 DIN 934	ACERO	
8	TORNILLO	43		M20x50 DIN933	ACERO	
8	TUERCA	42		M20 DIN 934	ACERO	
1	RUEDA	41	27	M20 DIN 934	ACERO	
1	CHAVETA	40		A 50x28x95	ACERO	
1	CHAVETA	39		B 63x32x240	ACERO	
2	ANILLO PARA EJES	38		WR280	ACERO	
4	ANILLO OBTURACION	37	26	BRONCE		
2	RODAMIENTO	36	NJ240	ACERO		
2	TAPA	35	25	FUNDICION		
2	TAPA	34	24	FUNDICION		
2	ANILLO PARA EJES	33	WR150	ACERO		
2	RODAMIENTO	32	NNCL4930V	ACERO		
1	ANILLO PARA EJES	31	WR205	ACERO		
1	ANILLO PARA EJES	30	WR120	ACERO		
2	TAPA	29	23	FUNDICION		
2	RODAMIENTO	28	NNCL4924V	ACERO		
1	ANILLO PARA EJES	27	WR55	ACERO		
1	TAPA	26	22	FUNDICION		
2	CASQUILLO	25	21	BRONCE		
2	RODAMIENTO	24	NUL311EC	ACERO		
1	TAPA	23	20	FUNDICION		
2	TUERCA FIJACION	22	KM11	ACERO		
2	ARO RETENCION	21	MB11	CAUCHO		
4	RODAMIENTO	20	31311	ACERO		
1	RETEN	19	19	CAUCHO		
1	SEPARADOR	18	17	BRONCE		
1	CASQUILLO	17	17	BRONCE		
1	EJE DE ENTRADA	16	16	ACERO		
1	CHAVETA	15	15 A 14x9x125	ACERO		
1	CHAVETA	14	A 20x12x56	ACERO		
1	CASQUILLO	13	14	BRONCE		
1	SEPARADOR	12	13	BRONCE		
1	ENGRANAJE CONICO	11	12	ACERO		
1	EJE	10	11	ACERO		
1	CASQUILLO	9	10	BRONCE		
1	TAPA	8	9	FUNDICION		
1	RUEDA	7	8	ACERO		
1	EJE DE 2 RUEDAS	6	7	ACERO		
1	EJE DE 4 RUEDAS	5	6	ACERO		
1	RUEDA	4	5	ACERO		
1	EJE HUECO	3	4	ACERO		
1	CARCASA SUPERIOR	2	3	FUNDICION		
1	CARCASA INFERIOR	1	2	FUNDICION		

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		REDUCTORA		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de conjunto		Nº Hoja
		Nº plano: 00.00		

FIGURA 3.2. DIBUJO DE CONJUNTO O GENERAL.

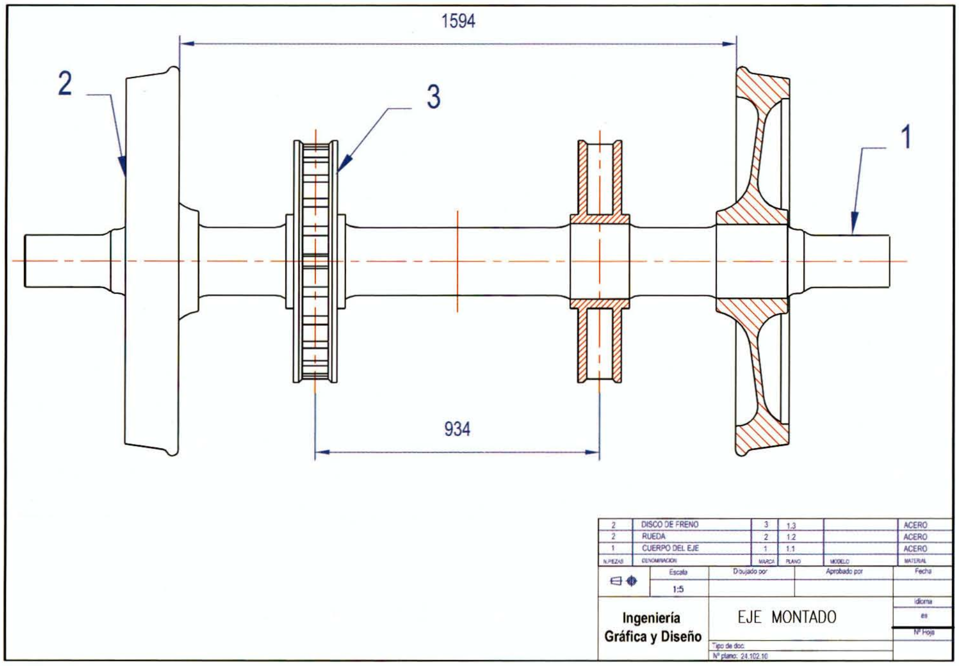


FIGURA 3.3. DIBUJO DE MONTAJE.

La forma más habitual de plano de conjunto es la que aparece en la figura 3.2. El plano debe contener toda la información necesaria en las vistas más adecuadas para poder identificar todas las piezas que lo componen, poder ubicarlas y situarlas en el conjunto, e incluso poder interpretar el funcionamiento del conjunto. No es necesario que se vea con perfecto detalle cómo son todas las piezas elementales (para ello están los planos de despiece).

Si no es suficiente un solo plano de conjunto para la definición del contenido necesario, se pueden utilizar varios dibujos de grupo parciales (o subconjuntos) y un dibujo general donde se defina el montaje de estos grupos.

En casos concretos, y según la aplicación que se quiera dar al dibujo de conjunto, éste puede recibir denominaciones específicas, como:

- *Dibujo de montaje:* representación que reúne las partes, grupos, etc., con todas las indicaciones y cotas necesarias para su montaje (figura 3.3).
- *Dibujo explosionado:* plano en el que aparece una perspectiva de todas las piezas del conjunto con la indicación de todas las referencias del conjunto (o en su caso, con las marcas de cada pieza), así como la forma en que están unidas entre sí (figura 3.4). Se utiliza fundamentalmente en catálogos de repuestos.
- *Dibujo de grupo:* representación de una parte del conjunto, que consta de una o varias partes unidas entre sí (por ejemplo, planos de soldadura) (figura 3.5).
- *Dibujo de despiece:* dibujo de una pieza aislada que contiene toda la información necesaria para la definición de la pieza, de modo que sea posible su fabricación (ejecución). Debe incluir entonces todas las indicaciones necesarias para ello.

Los planos de piezas en bruto indican la forma, dimensiones y materiales de las piezas fundidas, prensadas o forjadas sin mecanizar (figura 3.6A). Son los planos que sirven para la definición posterior de los moldes, estampas, etc.

Los planos de pieza terminada se utilizan para definir las piezas individuales en el plano de conjunto (figura 3.6B).

Para un plano de despiece debe elegirse el conjunto de vistas que lo definan mejor. Debe procurarse elegir el menor número de vistas posibles. Siempre que se pueda,

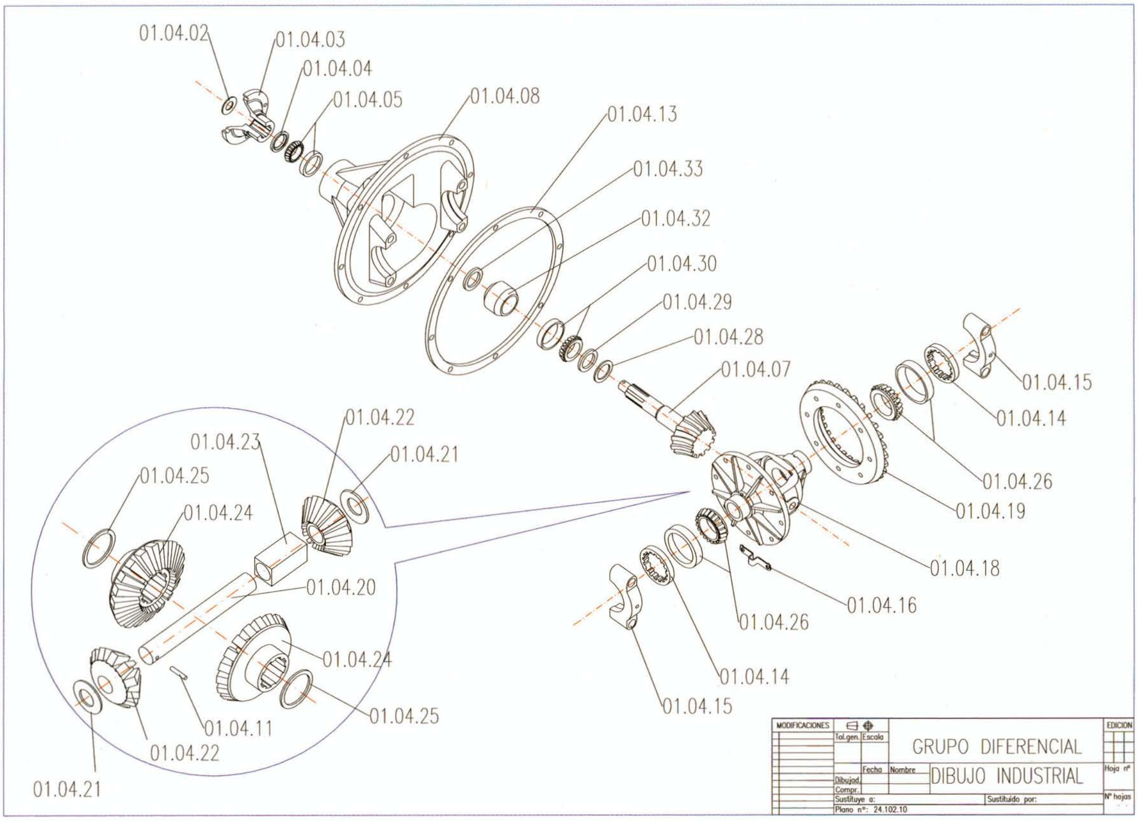


FIGURA 3.4. CONJUNTO EXPLOSIONADO.

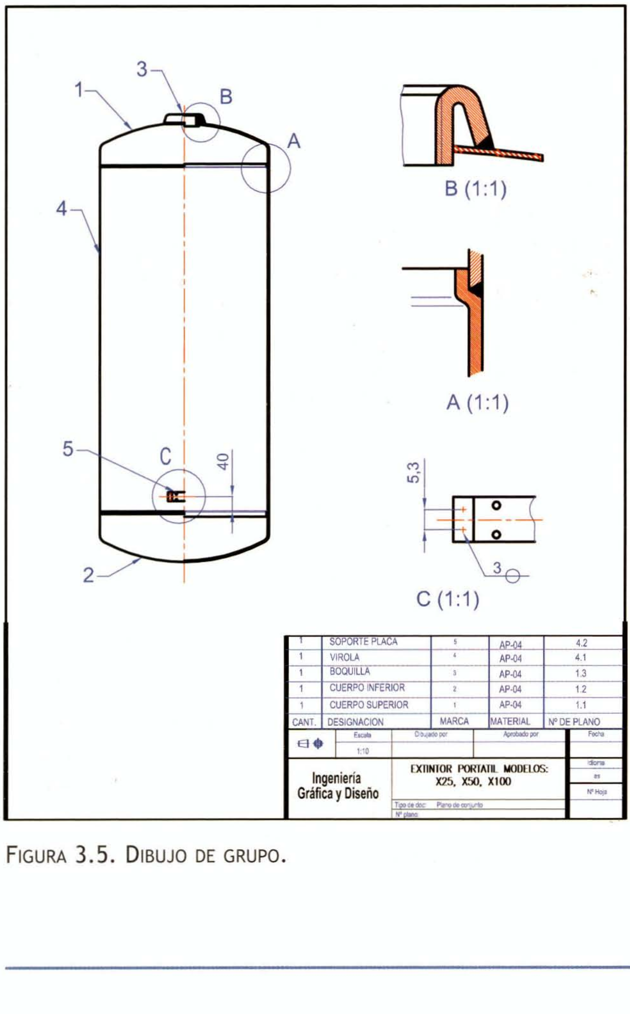


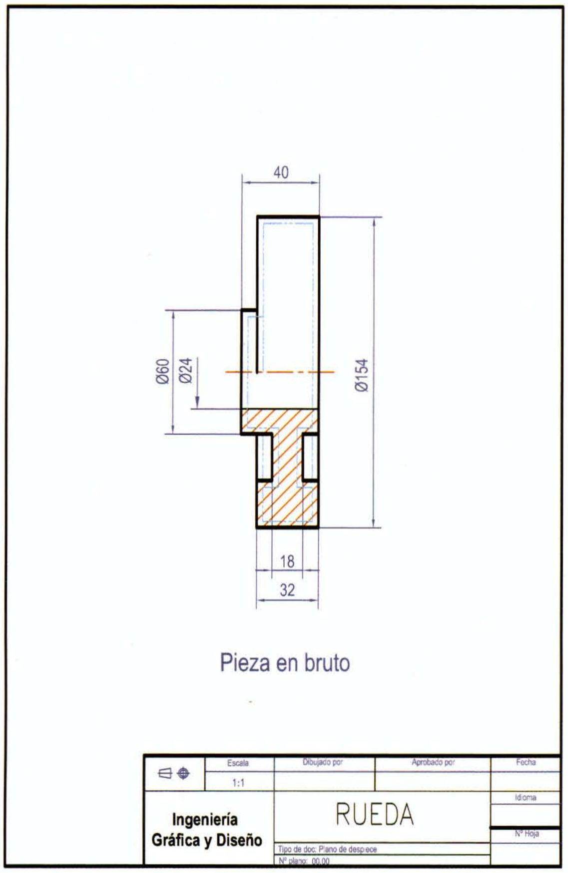
FIGURA 3.5. DIBUJO DE GRUPO.

las piezas deben aparecer en la misma posición que el plano de conjunto, es decir, en su posición de funcionamiento.

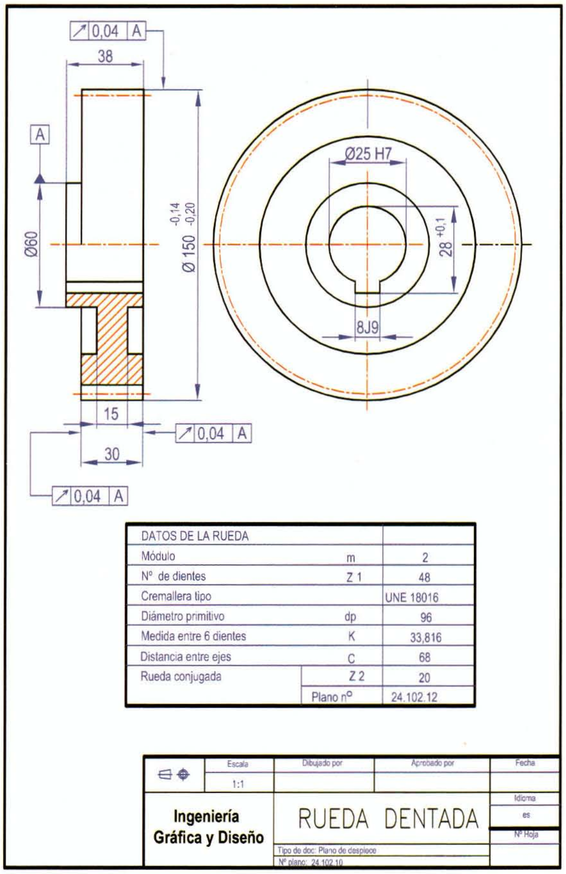
Este tipo de planos debe contener toda la información necesaria para la posterior construcción y ejecución de la pieza (representación adecuada, cotas, signos de mecanizado, tolerancias…).

- *Dibujo de medidas:* es una representación simplificada de un producto con las medidas principales de acoplamiento, montaje, espacio ocupado, etcétera.
- *Dibujo colectivo:* representación de tamaños diferentes de partes homogéneas en un mismo dibujo mediante cotas paramétricas (donde la cifra de cota se sustituye por una letra), adjuntándose una tabla en la que se dan los valores de las cotas paramétricas y otros datos de interés para cada elemento individual de la familia representada en el plano.

A)

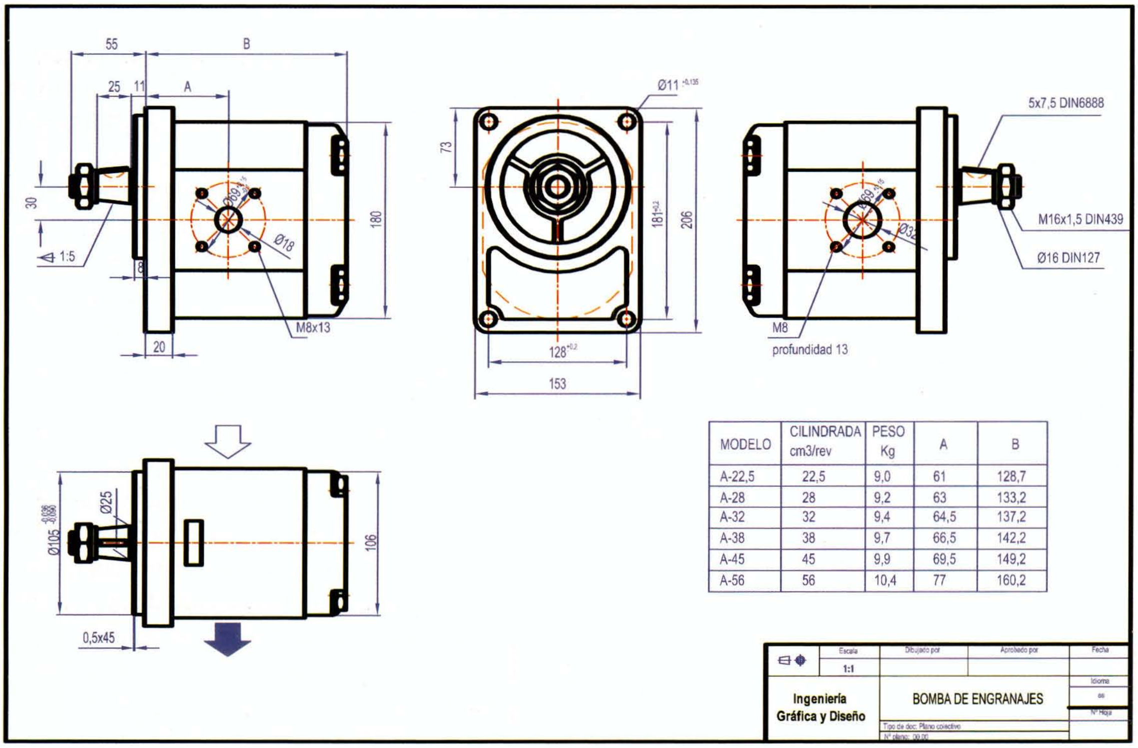


B)



DATOS DE LA RUEDA		
Módulo	m	2
Nº de dientes	Z 1	48
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	96
Medida entre 6 dientes	K	33,816
Distancia entre ejes	C	68
Rueda conjugada	Z 2	20
	Plano nº	24.102.12

FIGURA 3.6. PLANO DE DESPIECE. *A)* PLANO DE PIEZA EN BRUTO. *B)* PLANO DE PIEZA TERMINADA.



MODELO	CILINDRADA cm3/rev	PESO Kg	A	B
A-22,5	22,5	9,0	61	128,7
A-28	28	9,2	63	133,2
A-32	32	9,4	64,5	137,2
A-38	38	9,7	66,5	142,2
A-45	45	9,9	69,5	149,2
A-56	56	10,4	77	160,2

FIGURA 3.7. DIBUJO COLECTIVO Y DIBUJO DE MEDIDAS.

En la figura 3.7 aparece un plano que es a la vez dibujo de medidas (aparecen las medidas principales) y dibujo colectivo (aparecen cotas paramétricas).

- *Esquema:* dibujo que representa de forma simbólica el diagrama funcional y de componentes de una instalación o un montaje determinado. Puede ser de varios tipos: eléctrico, electrónico, hidráulico, neumático, cinemático... Las figuras 3.8A y 3.8B muestran varios ejemplos.

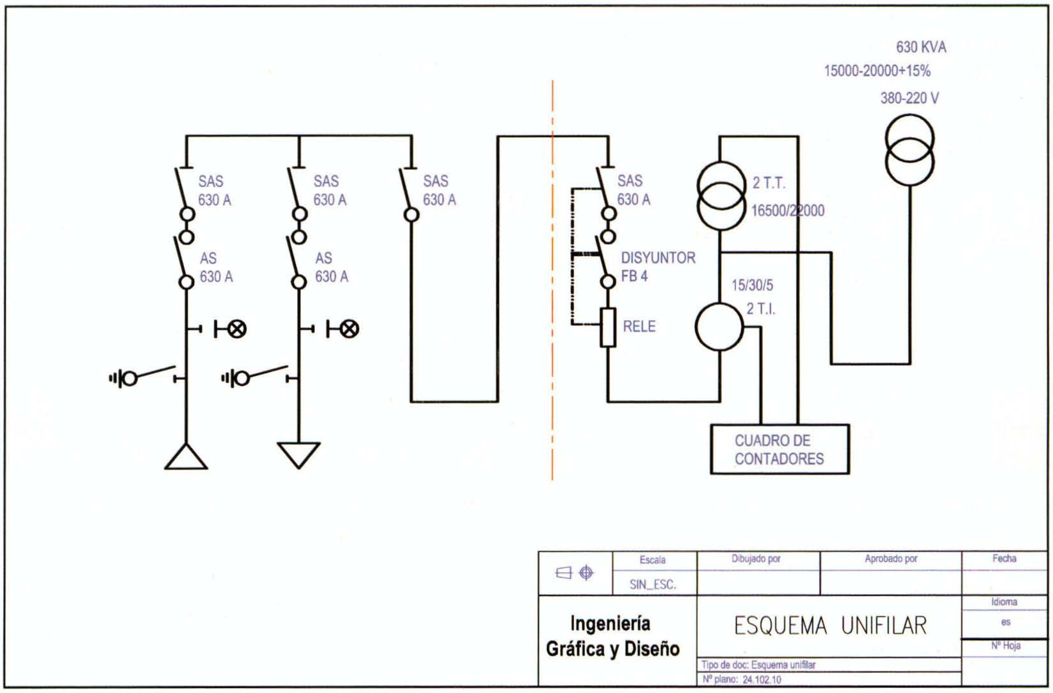


FIGURA 3.8A. ESQUEMA UNIFILAR.

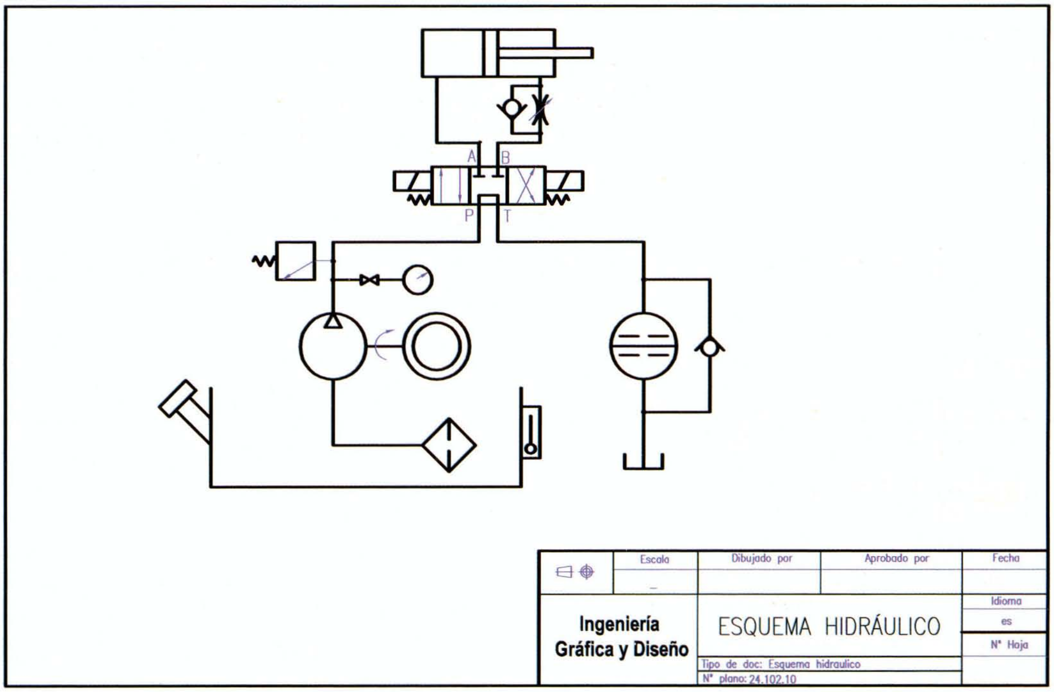


FIGURA 3.8B. ESQUEMA HIDRÁULICO.

3.2. Contenido de un dibujo técnico

Todo dibujo técnico debe estar compuesto por el dibujo propiamente dicho, situado dentro de un recuadro o marco, y por el *cuadro de rotulación, bloque de títulos* o *cajetín*. El dibujo contiene y representa la información necesaria para definir la pieza, el conjunto o aquello que se pretenda representar en él. El cuadro de rotulación contiene toda la información necesaria para identificar el plano.

3.3. Cuadro de rotulación o bloque de títulos

Los datos o campos del cuadro de rotulación se han ido adaptando al tratamiento informatizado de la documentación de los productos, y existen recomendaciones sobre el número de caracteres que lo definen. Existen campos que deben aparecer obligatoriamente y otros opcionales. Éstos se clasifican en:

- Datos de identificación (tabla 3.1).
- Datos descriptivos (tabla 3.2).
- Datos administrativos (tabla 3.3).

La figura 3.9 muestra un ejemplo de un cuadro de rotulación.

Nombre del campo	Descripción	N.º de caracteres recomendado	Obligatoriedad
Propietario legal	Nombre del propietario legal del diseño. Puede ser un nombre o quedar definido por un logotipo	No está especificado	Sí
Número de identificación	Es una referencia al documento o número de plano	Hasta 16	Sí
Fecha de edición	Fecha de primera publicación del documento oficial Fecha en la que está disponible el documento para su uso	Hasta 10	Sí
Número de hoja	En ocasiones un documento o plano está compuesto por varias hojas o segmentos	4	Sí
Índice de revisión	Indica el estado de revisión del documento. Pueden ser letras y/o números. No deben utilizarse la letra I o la letra O para no confundirlos con el 1 o el 0	2	No
Número de hojas	Número total de hojas que componen el documento	4	No
Código de idioma	Indica el idioma de las anotaciones. Se basa en los códigos de idioma de la ISO 639	Hasta 4 por idioma. Es: español	No

Tabla 3.1. *Datos de identificación del cuadro de rotulación.*

Figura 3.9. Cuadro de rotulación.

Nombre del campo	Descripción	N.º de caracteres recomendado	Obligatoriedad
Título	Indica el contenido del documento. Por ejemplo "Accesorio para rueda"	Hasta 30	Sí
Título suplementario	Ofrece una indicación más detallada del documento, como el origen o posición o lugar del montaje. Por ejemplo "Bogie delantero del vagón de pasajeros"	Hasta 30	No

TABLA 3.2. *Datos descriptivos del cuadro de rotulación.*

Nombre del campo	Descripción	N.º de caracteres recomendado	Obligatoriedad
Aprobado por	Nombre del responsable que aprueba el documento	Hasta 20	Sí
Creado por	Nombre de la persona que ha preparado el documento	Hasta 30	Sí
Tipo de documento	Finalidad del documento respecto a la información que contiene. Por ejemplo, plano de pieza en bruto	Hasta 30	Sí
Departamento responsable	Unidad de la organización propietaria del documento responsable del contenido y de su mantenimiento	Hasta 10	No
Referencia técnica	Nombre de la persona designada como persona de contacto debido al conocimiento técnico del mismo	Hasta 20	No
Clasificación/palabras clave	Textos o código que permiten clasificar el documento para poder localizarlo posteriormente	No especificado	No
Tamaño del papel	Tamaño del papel del documento original	4	No

TABLA 3.3. *Datos administrativos del cuadro de rotulación.*

3.4. FORMATOS DE PAPEL Y PRESENTACIÓN DE LOS ELEMENTOS GRÁFICOS EN LAS HOJAS DE DIBUJO

Existen normas que establecen las especificaciones necesarias que deben satisfacer los dibujos técnicos respecto a los formatos de papel y a la presentación de los elementos gráficos, fijando reglas relativas a la posición y dimensiones del cuadro de rotulación, los márgenes y el recuadro, las señales de centrado, las señales de orientación, la graduación métrica de referencia, el sistema de coordenadas y las señales de corte.

3.4.1. FORMATOS

El dibujo original debe ejecutarse sobre la hoja de menor formato normalizado que permita la claridad y resolución deseadas. El formato de papel siempre se refiere al límite del papel, incluido el recuadro.

El tamaño del papel debe seleccionarse entre dos series de tamaños que quedan recogidos en la UNE-EN ISO 216. Existe una serie normal compuesta por diversos formatos que derivan de la división de dos partes iguales del formato inmediatamente superior. Esta característica, junto al hecho de que, para dos tama-

ños consecutivos de la serie, la superficie de uno es el doble de la correspondiente al inmediatamente posterior, cumple la siguiente relación para los lados del formato *L* e *Y*:

$$\frac{Y}{L} = \sqrt{2} = 1{,}41 \text{ o bien } Y = L\sqrt{2} \text{ (figura 3.10)}$$

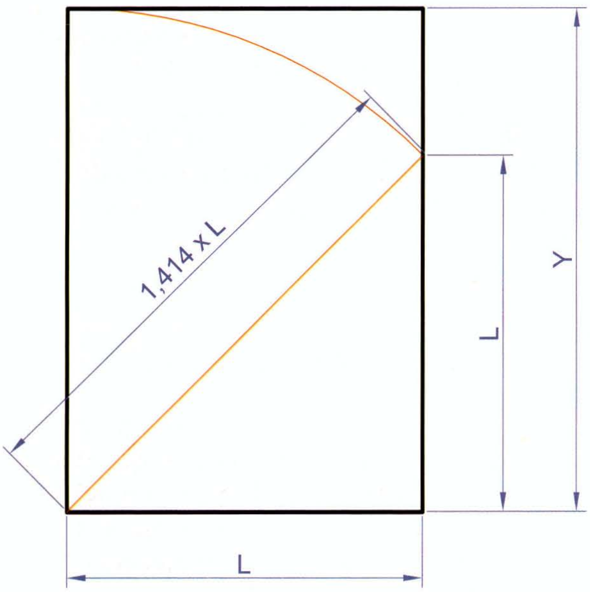


FIGURA 3.10. RELACIÓN ENTRE LOS LADOS *L* E *Y* DE UN FORMATO DE SERIE NORMAL.

El tamaño A0 de la serie A tiene una superficie igual a 1 m^2, es decir, $L \times Y = 1$ m^2, que combinándola con la ecuación anterior da unas medias de $L = 0{,}841$ m e $Y = 1{,}189$ m.

El formato A1 surge al dividir el tamaño A0 por la mitad de su lado mayor y así sucesivamente.

Los formatos preferentes de las hojas ya recortadas, elegidas en la serie principal A de ISO, son los siguientes:

Tipo	Ancho (mm)	Largo (mm)
A0	841	1.189
A1	594	841
A2	420	594
A3	297	420
A4	210	297

En caso de necesitar un formato más alargado, se pueden utilizar los formatos siguientes (estos formatos se obtienen alargando el lado corto de un formato de la serie A ISO y tienen una longitud igual a un múltiplo del lado corto del formato básico elegido):

Tipo	Ancho (mm)	Largo (mm)
A3 x 3	420	891
A3 x 4	420	1.189
A4 x 3	297	630
A4 x 4	297	841
A4 x 5	297	1.051

En caso de necesitar un formato muy grande o más alargado, puede utilizarse uno de los formatos siguientes:

Tipo	Ancho (mm)	Largo (mm)
A0 x 2	1.189	1.682
A0 x 3	1.189	2.523
A1 x 3	841	1.783
A1 x 4	841	2.378
A2 x 3	594	1.261
A2 x 4	594	1.682
A2 x 5	594	2.102
A3 x 5	420	1.486
A3 x 6	420	1.783
A3 x 7	420	2.080
A4 x 6	297	1.261
A4 x 7	297	1.471
A4 x 8	297	1.682
A4 x 9	297	1.892

Las normas ANSI también ofrecen unos tamaños normalizados de papel. En este caso las unidades de medida son pulgadas (1 pulgada = 1" = 25,4 mm), y los tipos de papel así definidos son los que aparecen a continuación:

Tipo	Ancho (")	Largo (")	Tamaño ISO más cercano
A	8,5	11,0	A4
B	11,0	17,0	A3
C	17,0	22,0	A2
D	22,0	34,0	A1
D	34,0	44,0	A0
E	28,0	40,0	—

El trazado de un plano debe ajustarse siempre que sea posible a un tamaño normalizado, aunque en ocasiones excepcionales el plano puede tener un tamaño distinto.

En cualquier caso, las copias de planos deben plegarse hasta reducirse al tamaño de un A4 para permitir su inclusión en un proyecto o facilitar su transporte, quedando el cuadro de rotulación siempre a la vista, según se verá más adelante.

Las hojas pueden utilizarse con su lado más largo en posición horizontal o vertical.

3.4.2. Cuadro de rotulación o bloque de títulos

El cuadro de rotulación se debe situar dentro de la zona de ejecución del dibujo, en la esquina inferior derecha (figura 3.11). El sentido de lectura del cuadro de rotulación será preferentemente el del dibujo.

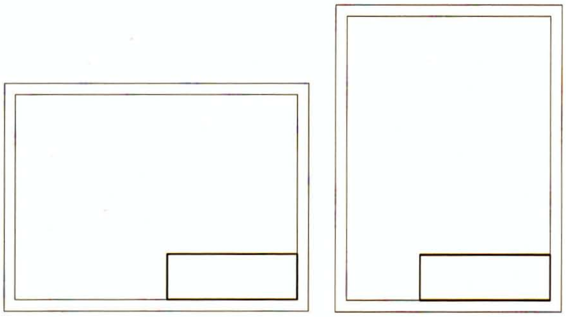


Figura 3.11. Situación del cuadro de rotulación.

Si, por disponer de hojas preimpresas, no se respeta la orientación del dibujo antes indicada, el dibujo se orientará según se muestra en la figura 3.12.

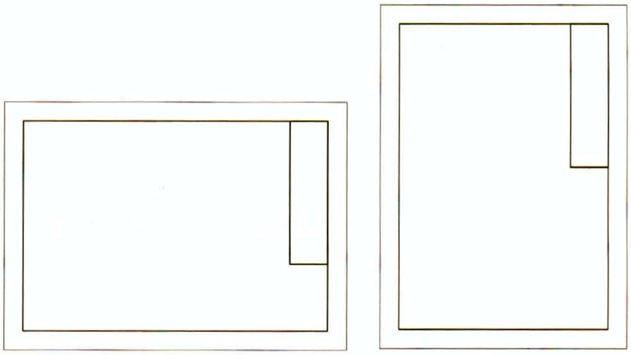


Figura 3.12. Situación del cuadro de rotulación cuando no se respeta la orientación básica.

La zona de identificación del cuadro de rotulación debe tener una longitud máxima de 180 mm.

3.4.3. Márgenes y recuadro

En todos los formatos se deben dejar márgenes entre los bordes del formato final y el recuadro que limita la zona de ejecución del dibujo. Se recomienda que estos márgenes tengan un grosor mínimo de 20 mm para A0 y A1, y de 10 mm para A2, A3 y A4.

Se puede prever un margen para las perforaciones para archivo. Este margen debe tener un grosor mínimo de 20 mm y situarse a la izquierda del dibujo.

El recuadro o marca que delimita la zona de ejecución debe realizarse con un trazo continuo de 0,5 mm de grosor mínimo.

3.4.4. Señales de centrado

En todos los formatos normalizados pueden figurar cuatro señales de centrado (figura 3.13) con el fin de facilitar la disposición del dibujo en reproducción o micrografía.

Estas señales se sitúan en los ejes de simetría de la hoja final, sobre el marco del dibujo. Se realizan mediante trazos de un grosor mínimo de 0,5 mm, que parten de los bordes del formato final y entran aproximadamente 5 mm dentro del recuadro que delimita la zona de ejecución del dibujo.

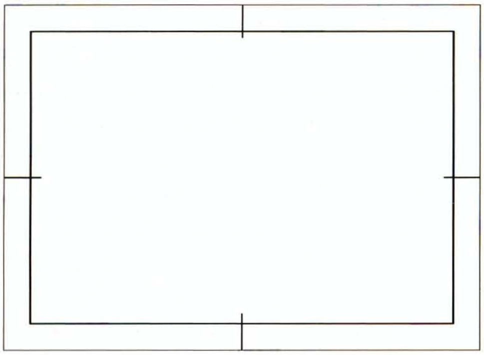


Figura 3.13. Señales de centrado.

3.4.5. Señales de orientación

Se pueden situar señales de orientación que indican la posición de la hoja sobre el tablero de dibujo o sobre el sistema de microfilmación (figura 3.14).

Estas señales consisten en dos flechas que se colocan cruzadas sobre el recuadro, una sobre el lado corto y otra sobre el largo, coincidiendo con las señales de centrado de estos lados, de forma que una de las señales apunte hacia la persona que realiza el plano y la otra hacia la derecha.

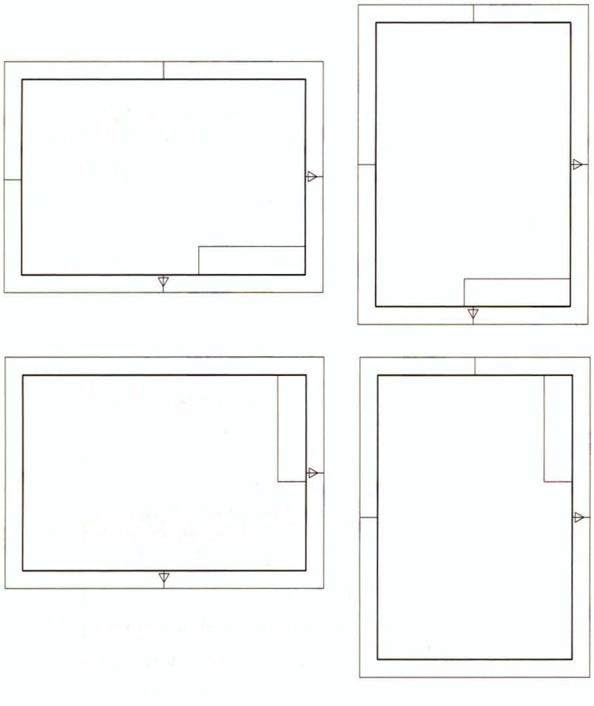


Figura 3.14. Señales de orientación.

3.4.6. Graduación métrica de referencia

Se recomienda prever una graduación métrica de referencia sin numerar de una longitud mínima de 100 mm y dividida en centímetros. (figura 3.15).

Es preferible que la graduación métrica de referencia se disponga simétricamente en relación a una señal de centrado. Además, debe estar situada en el margen cerca del recuadro, tener un grosor mínimo de 5 mm y realizarse con trazos continuos de 0,5 mm de grosor mínimo.

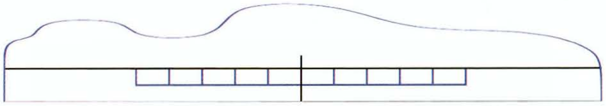


Figura 3.15. Graduación métrica de referencia.

3.4.7. Sistema de coordenadas

Cuando el dibujo es complejo, es conveniente la previsión de un sistema de coordenadas para todos los formatos, con el fin de facilitar la localización en el dibujo de detalles, modificaciones, etcétera (figura 3.16).

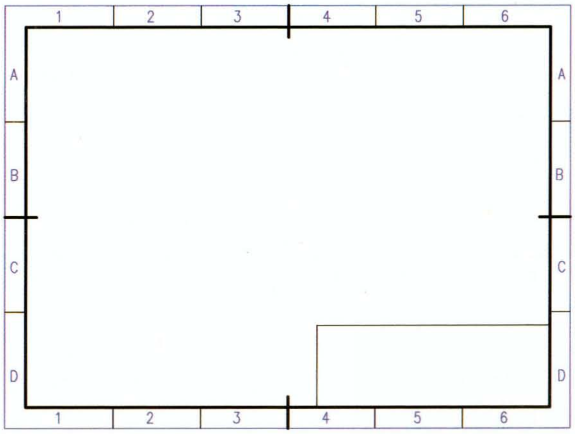


Figura 3.16. Sistema de coordenadas.

3.4.8. Señales de corte

Pueden preverse señales de corte en el margen en los cuatro ángulos del formato final, con el fin de facilitar el corte (figura 3.17). Las marcas se pueden señalar mediante triángulos rectángulos isósceles o mediante dos trazos cortos gruesos.

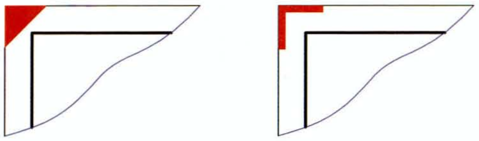


Figura 3.17. Señales de corte.

3.5. Tipos de líneas

Todas las aristas, contornos aparentes, ejes y demás elementos de una pieza se representan con líneas. Los tipos de línea que deben utilizarse en el trazado de los dibujos técnicos se incluyen en la tabla 3.4.

Estos tipos de línea combinados con grosores se emplean para representar diferentes tipos de aristas, ejes, trayectorias, etc., de acuerdo con la tabla 3.5.

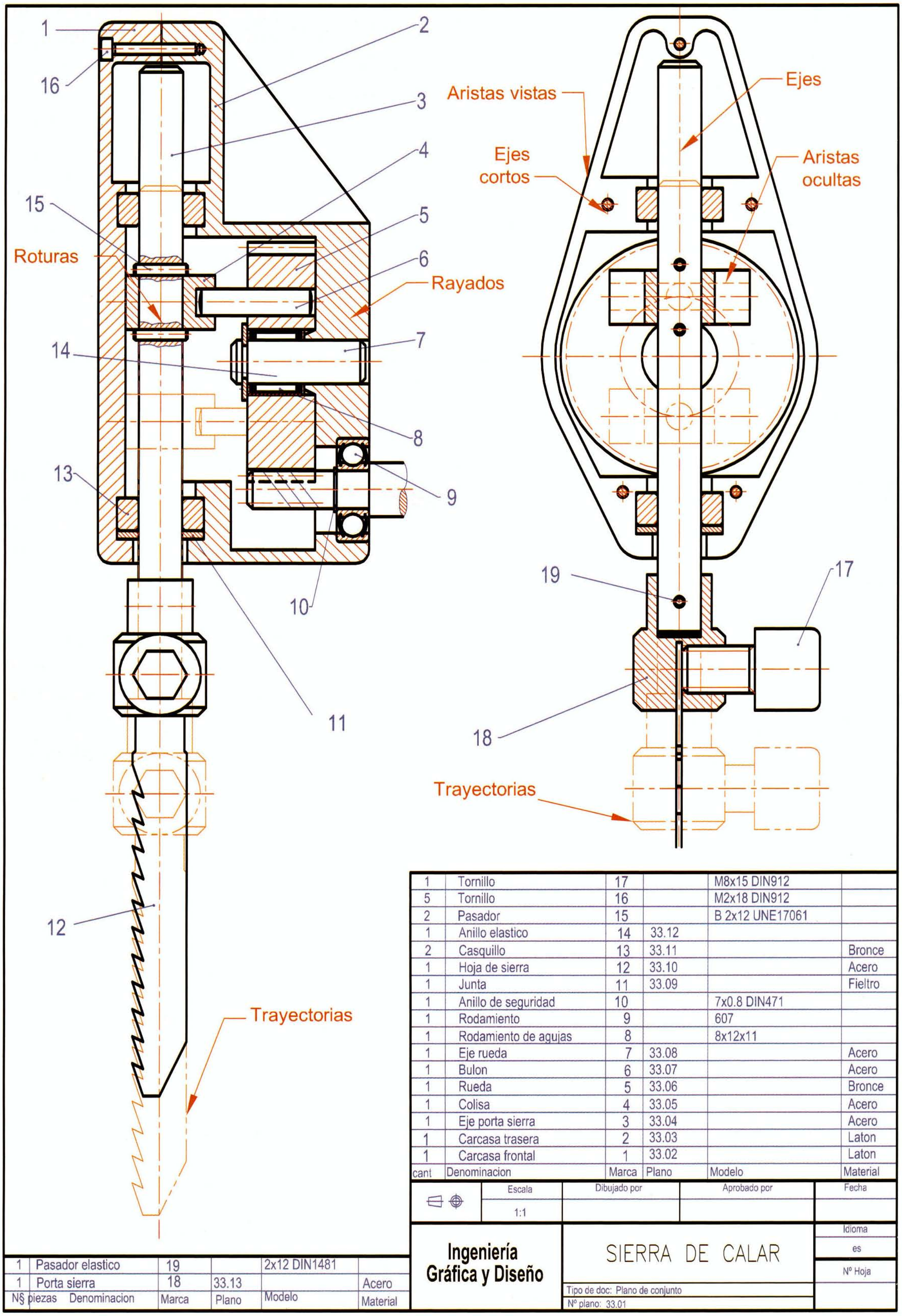
Como norma general, las líneas vistas y los contornos de las piezas se dibujan con líneas del tipo continua gruesa. Las aristas que queden ocultas se representan con líneas del tipo continua gruesa o fina, de forma que en un mismo dibujo puede utilizarse cualquiera de ambos tipos de línea, aunque no pueden mezclarse ambos. Los ejes de revolución y las trazas de los planos de simetría deben dibujarse siempre sobre las piezas utilizando líneas de trazo y punto (figura 3.18).

Como norma general no deben representarse más aristas ocultas que las estrictamente necesarias para la definición y comprensión del dibujo. En la figura 3.18 aparecen algunas aristas ocultas (línea de trazos), que son las mínimas necesarias para entender el funcionamiento del conjunto.

En ocasiones varias líneas de diferente tipo pueden superponerse. Entonces prevalecen sobre todas las demás los contornos y aristas vistos (línea gruesa), después y por orden los contornos y aristas ocultos, las trazas de planos de corte (línea de trazo y punto), los ejes de revolución (de trazos y puntos), las líneas que indiquen centros de gravedad y, por último, las líneas de proyección. En la figura 3.19 se superpone la línea de arista vista sobre la línea que representa el eje de simetría de la hexagonal.

Tipo	Línea	Descripción
01		Continua gruesa
02		Línea discontinua
03		Línea discontinua con espacio intermedio
04		Línea de trazo largo y punto
05		Línea de raya larga y dos puntos
06		Línea de raya larga y tres puntos
07		Línea de puntos
08		Línea de raya larga y raya corta
09		Línea de raya larga y doble raya corta
10		Línea de punto y raya corta
11		Línea de punto y doble raya corta
12		Línea de doble punto y raya corta
13		Línea de doble punto y doble raya corta
14		Línea de triple punto y raya corta
15		Línea de doble punto y doble raya corta

Tabla 3.4. *Tipos de líneas.*



cant	Denominacion	Marca	Plano	Modelo	Material
1	Tornillo	17		M8x15 DIN912	
5	Tornillo	16		M2x18 DIN912	
2	Pasador	15		B 2x12 UNE17061	
1	Anillo elastico	14	33.12		
2	Casquillo	13	33.11		Bronce
1	Hoja de sierra	12	33.10		Acero
1	Junta	11	33.09		Fieltro
1	Anillo de seguridad	10		7x0.8 DIN471	
1	Rodamiento	9		607	
1	Rodamiento de agujas	8		8x12x11	
1	Eje rueda	7	33.08		Acero
1	Bulon	6	33.07		Acero
1	Rueda	5	33.06		Bronce
1	Colisa	4	33.05		Acero
1	Eje porta sierra	3	33.04		Acero
1	Carcasa trasera	2	33.03		Laton
1	Carcasa frontal	1	33.02		Laton

N§ piezas	Denominacion	Marca	Plano	Modelo	Material
1	Pasador elastico	19		2x12 DIN1481	
1	Porta sierra	18	33.13		Acero

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

SIERRA DE CALAR

Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano: 33.01

FIGURA 3.18. DIFERENTES TIPOS DE LÍNEAS EN UN DIBUJO.

Línea	Descripción	Uso y significado
	Continua gruesa	Contornos vistos Aristas vistas
	Continua fina	Líneas ficticias de vistas Líneas que indican superficie plana Líneas de cota Líneas auxiliares de cota Líneas de referencia Rayados Contornos de secciones abatidas sobre la pieza Líneas de ejes cortos
	Continua fina a mano alzada parciales o interrumpidos	Límites de vistas o cortes parciales o interrumpidos
	Continua fina recta con zig-zag	Límites de vistas o cortes parciales o interrumpidos
	Gruesa a trazos	Aristas ocultas Contornos ocultos
	Fina a trazos	Contornos ocultos Aristas ocultas
	Fina a trazos y puntos	Planos de simetría Ejes de revolución Trayectorias Trazas de planos
	Gruesa a trazos y punto corta	Planos de corte
	Gruesa a trazos y puntos	Superficies que son objeto de especificaciones especiales
	Fina a trazos y doble punto	Contornos de piezas adyacentes Posiciones intermedias y extremas de partes móviles Líneas de centros de gravedad Líneas que muestran la posición de herramientas para referencia Contornos iniciales antes de conformado Partes situadas delante del plano de corte

TABLA 3.5. *Aplicaciones de los diferentes tipos de líneas combinados con los grosores.*

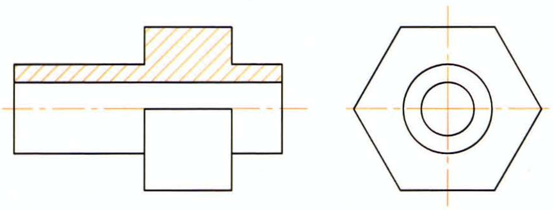


FIGURA 3.19. LA LÍNEA GRUESA CONTINUA SE SUPERPONE A LA LÍNEA DE TRAZO Y PUNTOS.

Las anchuras de las líneas están normalizadas con los siguientes valores expresados en milímetros:

0,18 0,25 0,35 0,5 0,7 1 1,4 2

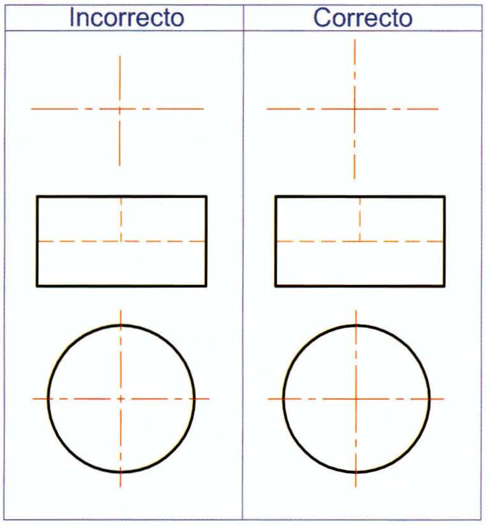
Se recomienda que la relación de anchuras o grosores utilizados en un dibujo no sea inferior a 2. Por ejemplo, se puede trazar un dibujo con líneas de centros de grosor de 0,25 mm

y con líneas llenas gruesas de 0,5 mm. Todas las vistas del dibujo deben dibujarse con el mismo criterio de grosores o anchuras.

Aunque las normas no lo indican explícitamente, sólo se distinguen dos tipos de grosor de líneas, por lo que se recomienda utilizar únicamente dos grosores: gruesa y fina.

Se debe mantener una separación mínima entre líneas paralelas (especialmente en el caso de rayados) no inferior a dos veces el grosor de la línea más gruesa ni menor a 0,7 mm.

Se debe ser cuidadoso con el trazado de las líneas. Se recomienda que las líneas de tipos 02 a 06 y de 08 a 15 se unan siempre en un trazo de acuerdo con la figura 3.20A. La figura 3.20B presenta uniones incorrectas.



A) *B)*

FIGURA 3.20. UNIONES DE LÍNEAS: *A)* INCORRECTAS Y *B)* CORRECTAS.

Las líneas de puntos (tipo 07) deben cruzarse en un punto (figura 3.21):

FIGURA 3.21. CRUCE DE LÍNEAS DE PUNTOS.

Rotulación

Los signos y letras utilizados en los dibujos técnicos se deben caracterizar por su buena legibilidad, por su homogeneidad y por su aptitud para microfilmación y otros procedimientos de reproducción.

La incorporación de las fuentes de escritura de los programas informáticos permite la utilización de una amplia gama de tipos de escritura y de símbolos, aunque siempre deben ser seleccionadas bajo los criterios anteriores.

La gama de alturas normalizadas de escritura es 2,5 - 3,5 - 5 - 7 - 10 - 14 - 20 mm, y los grosores de las letras deben ser constantes a lo largo de toda la escritura. Se recomienda utilizar los mismos grosores que se utilizan para los trazos del dibujo.

La escritura puede ser vertical o cursiva (con inclinación de 15° a la derecha).

3.6. ESCALAS

Los dibujos siempre deben corresponderse con el tamaño original de la pieza o del objeto representado. La relación existente entre el tamaño del dibujo y el tamaño real de la pieza se denomina *escala* del dibujo. Conocida esta relación, siempre se puede medir directamente sobre el plano y conocer la dimensión real. Se recomienda el uso de unas determinadas escalas de ampliación y de reducción para los planos técnicos. Los valores normalizados de escala son:

Escalas de ampliación			Escala natural	Escalas de reducción		
10:1	5:1	2:1	1:1	1:2	1:5	1:10
	50:1	20:1		1:20	1:50	1:100
				1:200	1:500	1:1.000
				1:2.000	1:5.000	1:10.000

TABLA 3.6. *Escalas normalizadas.*

La escala siempre debe consignarse en el plano, en el lugar reservado para ello en el cuadro de rotulación.

Cuando hay que utilizar varias escalas en un plano, la escala principal debe designarse en el cuadro de rotulación. Las otras escalas del dibujo deben designarse con la palabra *escala* o su equivalente si el idioma del dibujo es otro, seguido de la relación numérica correspondiente, y deben situarse al lado de la vista correspondiente. Si no hay posibilidad de confusión se puede suprimir la palabra *escala*. En la figura 3.22, las vistas están representadas a escala 1:1, que es la indicada en el bloque de títulos, y la perspectiva viene dibujada a escala 4:5.

3.7. NUMERACIÓN DE PLANOS

La numeración que debe seguir un plano habitualmente no es tan sencilla como una numeración consecutiva (empezando por el plano n.º 1 y siguiendo con la numeración hasta terminar con el número de planos del proyecto). Normalmente, la organización de una oficina técnica determinada exigirá una codificación específica para la numeración de los planos, de forma que el número de identificación de éstos estará compuesto por varios grupos de cifras y/o letras. El número de caracteres empleados no debe superar los 16.

Aunque el sistema de numeración normalmente depende de las normas internas de cada compañía, a modo de ejemplo se podría utilizar el siguiente:

- Un primer código que identifique la familia de elementos. Por ejemplo, en la figura 3.23, la cifra *100* que aparece en la numeración del plano significaría la familia de "cajas reductoras".
- Un segundo código que identifique el modelo dentro de esa familia de elementos. Por ejemplo, en la figura 3.23, la cifra *23* que aparece en la numeración del plano significaría el modelo 102 de la familia de "cajas reductoras".
- Un tercer código que identifique el plano específico dentro del modelo de esa familia

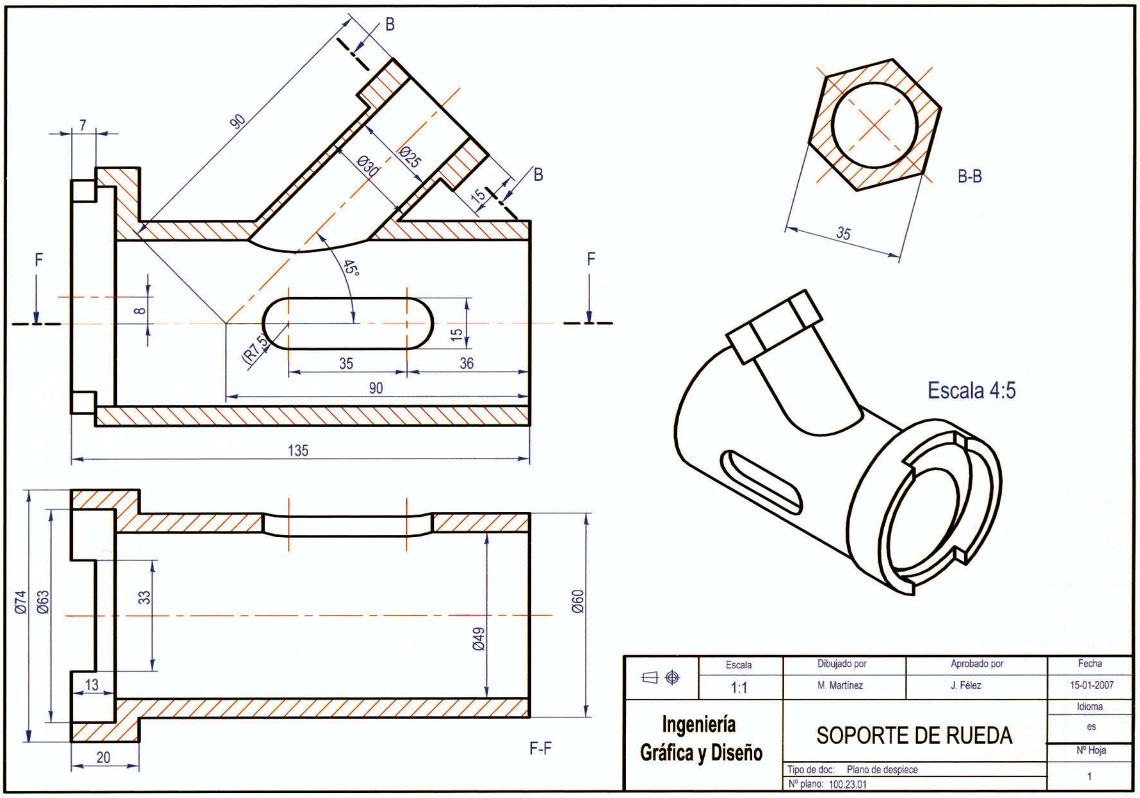


FIGURA 3.22. UTILIZACIÓN DE DIFERENTES ESCALAS EN EL DIBUJO.

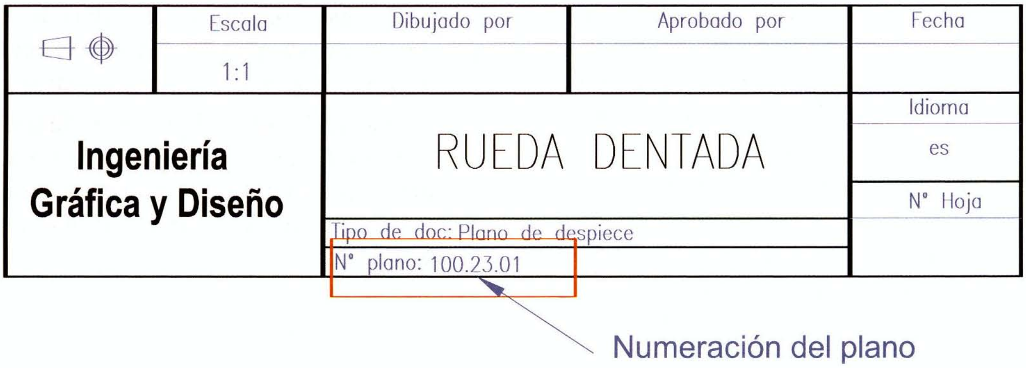


FIGURA 3.23. EJEMPLO DE NUMERACIÓN DE PLANOS.

de elementos. Por ejemplo, en la figura 3.24, la cifra *33.01* que aparece en la numeración del plano significa el plano de despiece del eje portasierra *33.04* (el *33.01* es el número de plano de conjunto correspondiente a la sierra de calar).

3.8. LISTA DE ELEMENTOS

La lista de elementos o lista de piezas contiene la información descriptiva necesaria para identificar todos los componentes de un conjunto (figura 3.24). La forma de inscribir los datos de los elementos de un plano en el cuadro de rotulación debe adaptarse a las necesidades específicas de cada proyecto y/o empresa.

Cant.	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material
1	Tornillo	17		M8x15 DIN912	
5	Tornillo	16		M2x18 DIN912	
2	Pasador	15		B 2x12 UNE17061	
1	Anillo elástico	14	33.12		
2	Casquillo	13	33.11		Bronce
1	Hoja de sierra	12	33.10		Acero
1	Junta	11	33.09		Fieltro
1	Anillo de seguridad	10		7x0,8 DIN471	
1	Rodamiento	9		607	
1	Rodamiento de agujas	8		8x12x11	
1	Eje rueda	7	33.08		Acero
1	Bulón	6	33.07		Acero
1	Rueda	5	33.06		Bronce
1	Colisa	4	33.05		Acero
1	Eje porta sierra	3	33.04		Acero
1	Carcasa trasera	2	33.03		Latón
1	Carcasa frontal	1	33.02		Latón

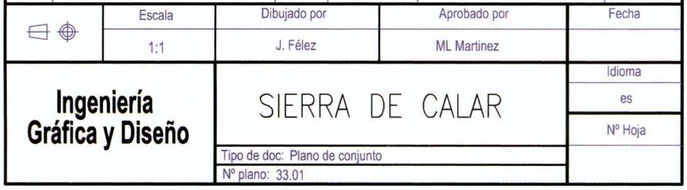


FIGURA 3.24. CUADRO DE ROTULACIÓN DE UN DIBUJO DE CONJUNTO CON LISTA DE PIEZAS.

La lista de elementos puede incluirse en el propio dibujo o en un documento separado.

Si la lista de elementos se incluye en el dibujo debe disponerse de forma que el sentido de su lectura sea el mismo que el del dibujo y su anchura coincida con la anchura del bloque de títulos.

Si la lista de elementos está en un documento separado debe identificarse con el mismo número que el dibujo de procedencia.

Tradicionalmente la lista de elementos se rellena de abajo arriba con el fin de poder añadir líneas adicionales si es necesario. La información que contiene, distribuida por columnas, es la siguiente (de izquierda a derecha) (figura 3.24):

- *Cantidad:* número de veces que aparece en el conjunto la marca referenciada.
- *Denominación:* texto que sirve para identificar el elemento referenciado, como por ejemplo: tornillo, tuerca, prensaestopas, carcasa, etcétera.
- *Marca:* número correlativo que referencia todos los elementos del conjunto.
- *Número de plano* o *dibujo:* número de referencia del plano de despiece o de grupo del elemento correspondiente.
- *Modelo:* las piezas normalizadas tales como tornillos, tuercas, pasadores, rodamientos, no necesitan planos de despiece, ya que con la *designación normalizada* quedan perfectamente identificadas. En la casilla de *Modelo* se debe consignar la designación

del elemento normalizado. Una designación está compuesta por un conjunto de letras y números que definen el elemento y la norma que se ha utilizado para la designación, o bien la designación comercial del mismo. Por ejemplo: Chaveta A 12 × 9 × 50 DIN 6886, Tuerca M20 DIN 934.

- *Material:* material de que está hecha la pieza con su designación normalizada. Por ejemplo: Acero AP-03 Z UNE 36-086.
- *Peso:* peso de la pieza.
- *Observaciones:* comentarios que resulten de interés para dicha pieza.

En los planos de conjunto es posible encontrar marcas que se refieran a subconjuntos. Éstos, en ocasiones, debido a su funcionalidad o a su proceso de fabricación, aunque estén formados por varias piezas se designan con una única marca. Esta marca debe hacer referencia a un modelo comercial o a un plano del subconjunto que a su vez contenga una nueva lista de materiales y las referencias a los planos o modelos correspondientes que lo forman.

3.9. Referencias a elementos

Se llaman *marcas* o *referencias* a los números que asocian una pieza con la lista de elementos, permitiendo identificarla en ella.

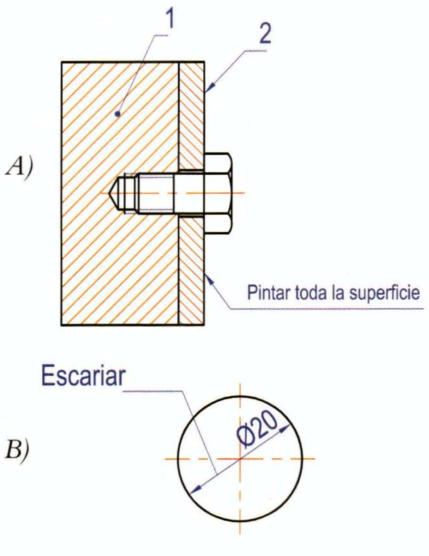


Figura 3.25. Líneas de referencia sobre piezas y líneas de referencia sobre cotas.

En el plano de conjunto de la figura 3.18 cada pieza está identificada por un número correlativo, empezando por el 1; ésta es la marca.

Las marcas deben escribirse utilizando números arábigos. Todas las referencias que figuran en un mismo dibujo deben ser del mismo tipo y tener la misma altura de escritura, debiendo distinguirse claramente de cualquier otra indicación. Esta distinción puede realizarse de varias formas:

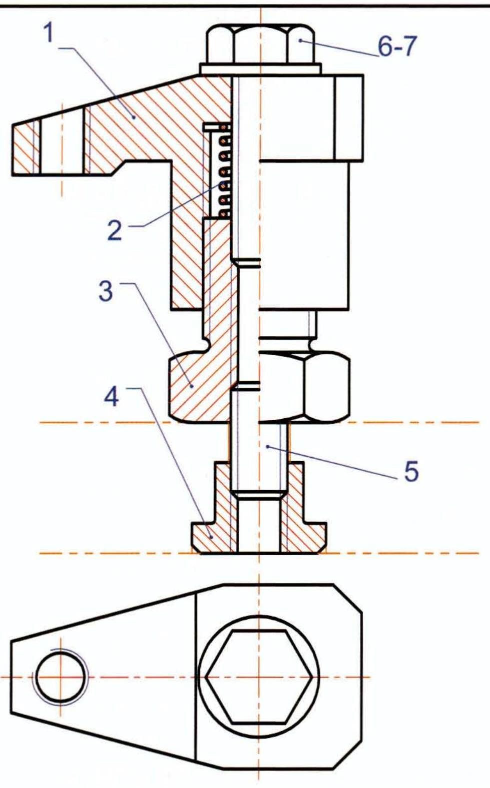
- Utilizando caracteres de mayor altura de escritura (por ejemplo, doble de la empleada en la acotación).
- Colocando cada referencia en el interior de un círculo.
- Combinando los dos puntos anteriores.

Las marcas deben situarse fuera de la pieza a la que hacen referencia, y se unen al dibujo por medio de líneas continuas finas denominadas *líneas de referencia*. En ocasiones especiales puede incluirse en el extremo exterior del dibujo un texto, un símbolo o cualquier otra indicación. El extremo opuesto siempre termina de una forma determinada de acuerdo con los siguientes criterios:

- Si la línea de referencia acaba dentro de la pieza o del dibujo, el extremo termina en un punto (figura 3.25A).
- Si la línea se apoya en los contornos del dibujo, el extremo finaliza en una punta de flecha (figura 3.25A).
- Si la línea se apoya sobre una línea de cota, el extremo termina sin punto ni flecha (figura 3.25B).

La línea de referencia debe terminar en un tramo horizontal donde se sitúan las indicaciones. Este tramo puede ser una línea corta o bien una línea que se ajuste al tamaño del texto (figura 3.25).

Las referencias deben disponerse en las mejores condiciones de claridad y legibilidad del dibujo, preferentemente alineadas en filas o en columnas. Se debe seguir un orden de numeración (orden posible de montaje, orden de importancia, cualquier otro orden lógico), según se observa en la figura 3.26.



Cantidad	Designación	Marca	Modelo	Plano	Material
1	Tornillo	7		M10 DIN 931	Acero
1	Arandela	6		A10 DIN 125	Acero
1	Eje roscado	5	U-105		Acero
1	Fijador	4	U-104		Acero
1	Tornillo	3	U-103		Acero
1	Muelle	2	U-102		Acero
1	Cuerpo	1	U-101		Acero

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	3:2	Martínez	Félez	
Ingeniería Gráfica y Diseño	Util Fijador			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de conjunto			Nº Hoja
	Nº plano: U–100			

FIGURA 3.26. PLANO DE CONJUNTO CON SUS MARCAS.

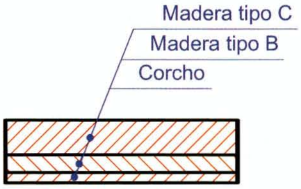


FIGURA 3.27. DESIGNACIÓN DE DIFERENTES CAPAS QUE COMPONEN UNA PIEZA CON LA MISMA LÍNEA DE REFERENCIA.

Una misma línea de referencia puede incluir varios elementos asociados si esta asociación está claramente establecida (figura 3.26). Si no existe ningún riesgo de ambigüedad, los elementos repetidos se referencian una sola vez. Por ejemplo, las marcas 6 y 7 del conjunto de la figura 3.26 corresponden a una arandela y a un tornillo, que son elementos que habitualmente están asociados y son bien conocidos por los técnicos.

En piezas formadas por capas o piezas que utilicen la misma línea de referencia, el orden de las indicaciones debe corresponder con el orden de las capas o de las piezas (figura 3.27).

Estas líneas de referencia presentan más utilidades, como se verá mas adelante; por ejemplo, indicar cordones de soldadura o unir los rectángulos de las tolerancias geométricas a las piezas.

3.10. PLEGADO DE PLANOS

Los planos confeccionados sobre papel se deben plegar dejando siempre hacia el exterior el cuadro de rotulación, y quedando en formato A4 vertical. Primero se dobla en forma de fuelle, realizando tantos dobleces verticales como sean necesarios en función del formato utilizado, y después se pliega con dobleces horizontales, según se ve en la figura 3.28A.

En ocasiones el plegado es para incluir el plano en una carpeta de anillas, y por lo tanto hay que incluir unos 25 mm para poder realizar el taladrado de los agujeros y realizar pliegues, siempre con el cuadro de rotulación hacia el exterior, de unos 185 mm de ancho. Finalmente hay que prever un pliegue oblicuo para que los dobleces horizontales no queden afectados por ese taladrado (figura 3.28B).

Los planos confeccionados sobre papel poliéster no se pliegan nunca, ya que se deteriora el soporte.

3.11. PLANOS DE CONJUNTO

Los planos de conjunto tienen gran interés para el ingeniero, pues en ellos se muestra la relación entre diferentes componentes para obtener unidades funcionales. Por ejemplo, en un plano de conjunto, se puede determinar qué piezas son las que forman parte del motor, ver qué posibles relaciones existen entre ellas, distinguir partes móviles de partes estáticas, etcétera.

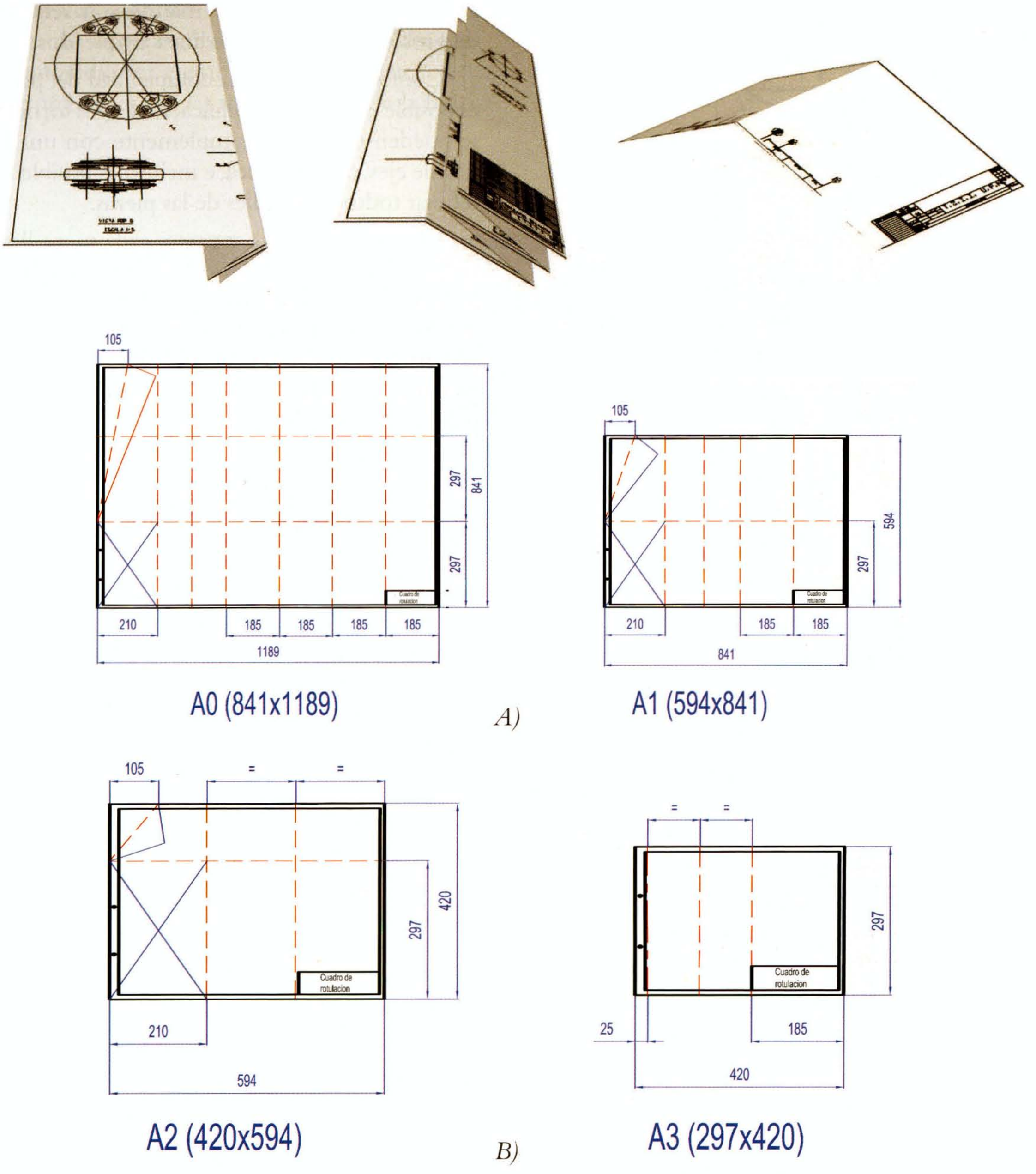


FIGURA 3.28. PLEGADO DE PLANOS PARA ARCHIVADORES A4.

El trazado de los planos de conjunto es difícil, aumentando esta dificultad con la complejidad de lo dibujado, y está sujeto a unas reglas para facilitar la compresión del mismo.

Los dibujos de conjunto pueden ir cortados si es necesario, pero respetando la visibilidad entre las diferentes marcas. Así, al realizar un corte, las piezas situadas en primer plano tapan a las que se encuentran detrás. En la figura 3.29 se muestra un casquillo que contiene una esfera, la cual

a) oculta al muelle situado detrás,
b) oculta la arista de la marca 1,
c) la esfera, como es maciza, no se raya.

En general se puede decir que se mantienen los mismos criterios que en la representación de piezas asiladas, pero recordando que un plano de conjunto no tiene que definir completamente las piezas que lo componen, sino que debe mostrar la relación de posición que tienen

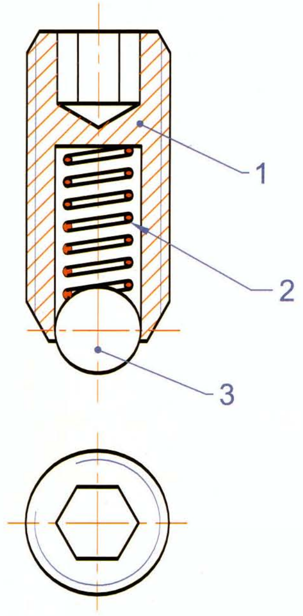


FIGURA 3.29. ZONAS OCULTAS Y PIEZAS MACIZAS EN UN DIBUJO DE CONJUNTO.

unas respecto de otras. Se mantiene la relación de grosores y los tipos de línea empleados.

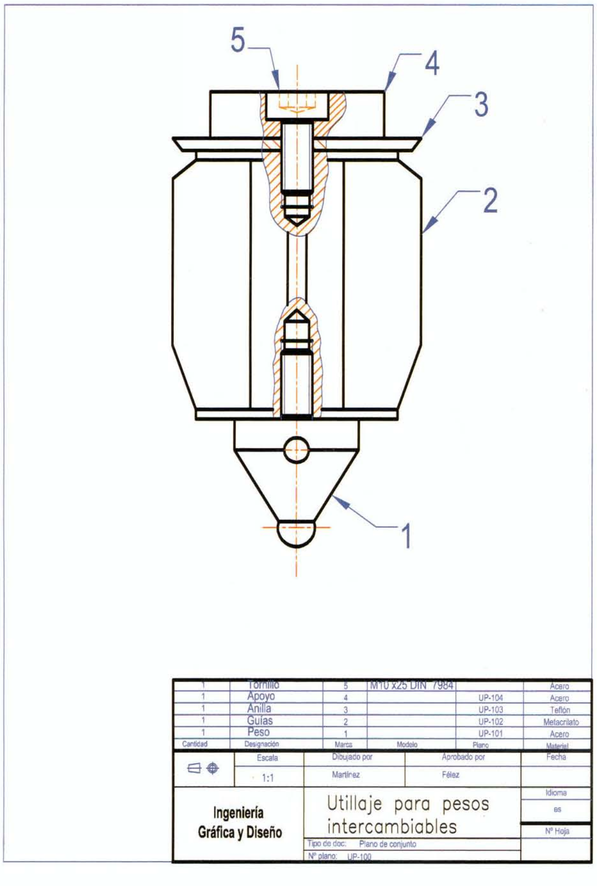
Conforme aumenta la complejidad del plano es posible encontrar simplificaciones (los tornillos se pueden representar simplemente con una línea de ejes, por ejemplo), e incluso es posible no dibujar todos los detalles de las piezas.

En los planos de conjunto, cada pieza lleva un rayado que la diferencia de las demás. Este rayado se puede repetir siempre y cuando las piezas sean lo suficientemente lejanas o independientes.

La figura 3.30 corresponde a un plano de un conjunto: "utillaje para pesos intercambiables".

El número de marcas indica el número de piezas diferentes que componen el útil (en este caso cinco piezas). Sus características están en la lista de piezas. Las piezas están juntas, por lo que sus contornos son comunes y se representan por medio de la misma línea que representa a las aristas. También se observan piezas ensambladas por medio de roscas.

Estudiando con más detenimiento se puede observar que en la zona superior existen tres rayados distintos, cada uno correspondiente a una pieza diferente. Se aprecia que este rayado se repite en la parte inferior, por lo que debe ser la misma pieza, y se obtiene una idea de la dimensión de la pieza.



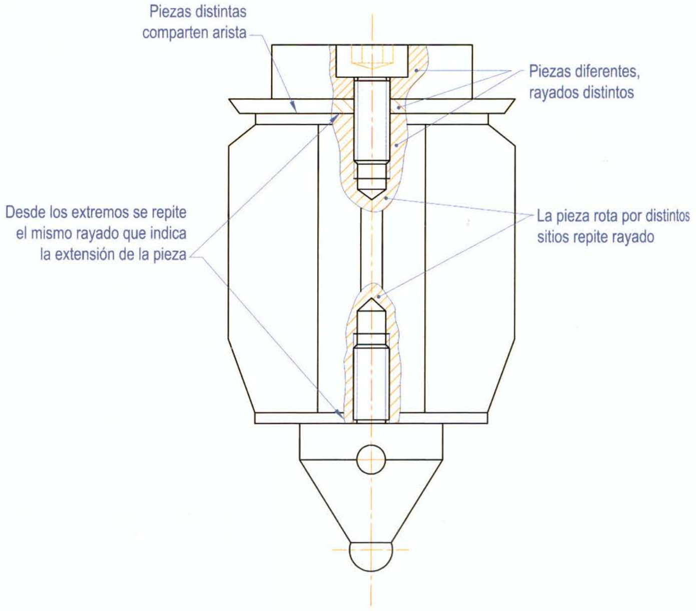


FIGURA 3.30. UTILLAJE PARA PESOS INTERCAMBIABLES.

Sin embargo, no se aprecia con claridad la forma de las piezas, excepto la del tornillo, que es conocida. Por ejemplo, la marca 1 puede ser interpretada como las tres imágenes de la figura 3.31. Sólo recurriendo al plano que viene indicado en la lista de piezas se sabrá cómo es la pieza real.

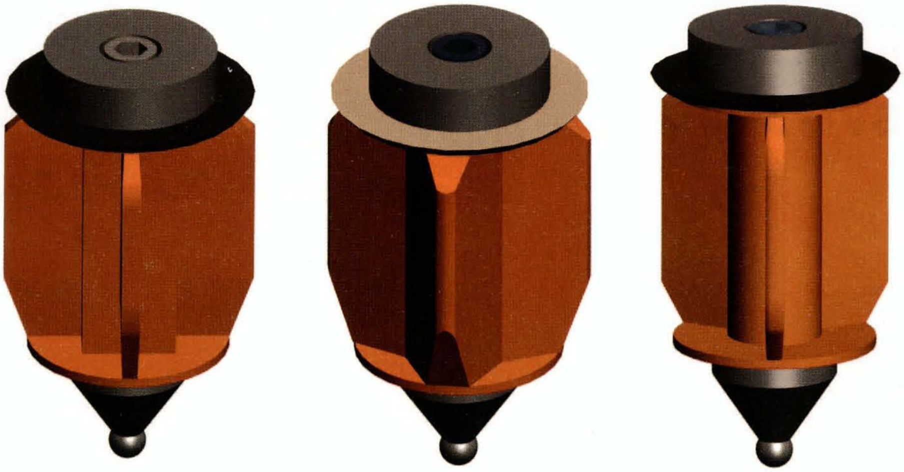
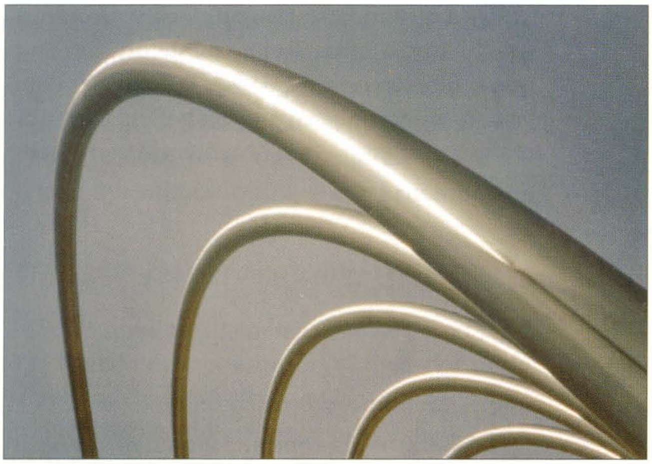


FIGURA 3.31. DISTINTAS INTERPRETACIONES DE LA MARCA 1 DEL PLANO DE CONJUNTO DE LA FIGURA 3.30.

3.12. NORMATIVA

Las principales normas de aplicación se presentan en el siguiente cuadro:

Norma	Título
UNE-EN ISO 5455	Dibujos técnicos. Escalas. (ISO 5455:1979)
UNE-EN ISO 5457	Documentación técnica de productos. Formatos y representación de los elementos gráficos de las hojas de dibujo. (ISO 5457:1999)
UNE-EN ISO 3098-0	Dibujos técnicos. Escritura. Requisitos generales. (ISO 3098:1997)
EN ISO 7200	Documentación técnica de productos. Campos de datos en bloques de títulos y cabeceras de documentos. (ISO 7200:2004)
UNE-EN ISO 6433	Dibujos técnicos. Referencias de los elementos. (ISO 6433:1981)
UNE 1 135:1989	Dibujos técnicos. Lista de elementos.
UNE-EN ISO 128-20	Dibujos técnicos. Principios generales de representación. Parte 20: convenciones generales para las líneas. (ISO 128-20:1996)
UNE-EN ISO 128-20	Dibujos técnicos. Principios generales de representación. Parte 20: convenciones generales para las líneas. (ISO 128-20:1996)
UNE-EN ISO 128-21	Dibujos técnicos. Principios generales de representación. Parte 21: Preparación de líneas mediante sistemas de DAO (Diseño Asistido por Ordenador). (ISO 128-21:1997)
UNE 1 027 95	Dibujos técnicos. Plegado de planos.



4 Geometría proyectiva

Introducción

La geometría proyectiva estudia las incidencias de puntos, rectas y planos sin tener en cuenta la medida. Está también muy relacionada, como se verá en este capítulo, con el concepto de proyección usado en geometría descriptiva.

La geometría proyectiva parte de los siguientes principios:

- Dos puntos definen una recta.
- Todo par de rectas se cortan en un punto (cuando dos rectas son paralelas decimos que se cortan en un punto del infinito).

Un espacio proyectivo consiste en un espacio afín al que se han añadido un conjunto de puntos del infinito, de modo que cada par de rectas paralelas se cortan en uno de estos puntos.

Aunque tiene sus orígenes en los trabajos de Pappus (siglo III a. C.), no es hasta el siglo XVII cuando comienza a ser desarrollada por matemáticos como Pascal o Desargues. Sin embargo, es Poncelet en el siglo XIX quien impulsa su verdadero desarrollo.

La geometría proyectiva no considera rectas paralelas, perpendiculares, isometrías, círculos, triángulos rectángulos, equiláteros, isósceles, sino que trata genéricamente de rectas incidentes, cónicas o triángulos genéricos.

Su definición comporta menos axiomas al ser mucho más general.

La geometría proyectiva tiene una aplicación fundamental en la formulación matemática usada en informática gráfica para representar objetos tridimensionales en pantallas de ordenador o impresoras (ambas bidimensionales), como se verá en este capítulo.

Se van a tratar en primer lugar los elementos básicos de un espacio proyectivo y las distintas transformaciones que se pueden realizar.

En la segunda parte del capítulo se formulan los principios en los que se basa la geometría computacional, en la que están basados todos los gráficos que se utilizan en un ordenador.

Se describe la metodología y algorítmica usada por un ordenador para conseguir manipular la información geométrica, normalmente tridimensional, para transformar estos puntos dentro de un espacio bidimensional con el fin de obtener la geometría final deseada o para realizar matemáticamente transformaciones y proyecciones espaciales que permitan representar geometrías tridimensionales sobre un soporte plano (la pantalla de un ordenador o el papel de un trazador).

4.1. Espacio proyectivo

Un espacio proyectivo se define matemáticamente como el conjunto de rectas vectoriales de un espacio vectorial. Podemos imaginar el ojo del observador situado en el origen de un espacio vectorial y cada elemento del espacio proyectivo correspondiendo a una dirección de su punto de vista.

4.1.1. Definición

Sea K un cuerpo y V un K-espacio vectorial (no trivial). Las rectas vectoriales de V son aquellos conjuntos formados por los múltiplos escalares de los vectores no nulos, esto es: si $v \in V, v \neq 0$, la recta vectorial determinada por v es el conjunto $\{\lambda v : \lambda \in K\}$. La recta vectorial determinada por v no es entonces otra cosa que el espacio generado por v, es decir, $L(v)$. El espacio proyectivo $P(V)$ asociado a V será el conjunto de todas las rectas vectoriales de V.

Si $v \in V, v \neq 0$, entonces para cualquier $u \in V$ tal que $u = \beta v$ con $\beta \neq 0$, se cumple que las rectas vectoriales determinadas por u y por v coinciden, esto es $\{\lambda v : \lambda \in K\} = \{\alpha u : \alpha \in K\}$.

Ésta es la esencia de un espacio proyectivo: considerar sólo las direcciones, no los vectores concretos. Así, para trabajar sólo con vectores y no con rectas vectoriales, se establece la siguiente relación de equivalencia:

Si $u, v \in V - \{0\}$, se dice que u está relacionado con v si existe un $\lambda \in K$ de manera que $v = \lambda u$.

4.1.2. Coordenadas homogéneas

En un espacio proyectivo de dimensión n, asociado a un espacio vectorial de dimensión $n + 1$, cada punto m de $P(E)$ está asociado a una familia de vectores E, todos colineales. Un punto tiene pues una familia de coordenadas homogéneas, todas ellas proporcionales entre sí, es decir: si $(x_1, x_2, \ldots, x_{n+1})$ es un sistema de coordenadas homogéneas del punto m, también lo será $(kx_1, kx_2, \ldots, kx_{n+1})$, para cualquier k no nulo.

De entre todas estas coordenadas homogéneas, ocurre a menudo que existe un caso en el que la última coordenada vale 1, lo que es equivalente a decir que se proyecta el espacio sobre el hiperplano $x_{n+1} = 1$, obteniéndose el sistema de coordenadas

$$\left(\frac{x_1}{x_{n+1}}, \frac{x_2}{x_{n+1}}, \ldots, \frac{x_n}{x_{n+1}}, 1\right)$$

si m es un punto propio de $P(E)$.

Los puntos impropios se representan por sistemas de coordenadas cuya última coordenada es nula $(x_1, x_2, \ldots, x_n, 0)$.

Este planteamiento establece entonces la correspondencia entre los puntos propios de $P(E)$ y los puntos del espacio afín de dimensión n y la correspondencia entre los puntos impropios de $P(E)$ y las direcciones de un espacio vectorial de dimensión n.

4.2. Transformaciones proyectivas. Homografías

Las transformaciones proyectivas u homografías son transformaciones que se obtienen como composición de un número finito de proyecciones centrales. Las transformaciones proyectivas no siempre conservan las distancias ni los ángulos, pero conservan siempre las relaciones de incidencia.

Pueden ser de varios tipos:

- *Isométricas:* cuando conservan las medidas de los segmentos y de los ángulos (por ejemplo, las traslaciones, los giros y las simetrías).
- *Isomórficas:* cuando se conservan las formas y se pueden establecer relaciones de proporcionalidad entre las figuras transformadas (por ejemplo, la homotecia).
- *Anamórficas:* cuando no se conservan las formas (por ejemplo, la homología y la afinidad).

4.2.1. Formas geométricas

Los elementos geométricos fundamentales son el punto, la recta y el plano. El resto de for-

mas geométricas se pueden obtener a partir de estos elementos. El movimiento rectilíneo y el movimiento coplanario de estos elementos básicos da lugar a las distintas formas geométricas que se clasifican en las tres categorías que se comentan a continuación.

Formas de primera categoría

Son las que se engendran al moverse: un punto resultando una recta, una recta alrededor de un punto resultando un plano, o planos alrededor de una recta resultando un haz de planos (figura 4.1). Por lo tanto, para su definición necesitan un solo parámetro (por ejemplo, para definir una serie rectilínea sólo se necesita definir la recta base).

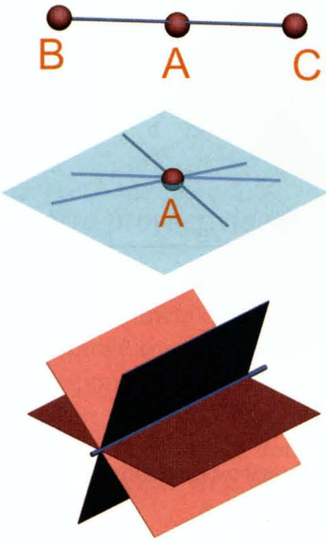


FIGURA 4.1. FORMAS DE PRIMERA CATEGORÍA.

Formas de segunda categoría

Son las que se engendran por dos elementos: punto y recta resultando un plano o recta, y plano resultando una radiación de rectas o planos (figura 4.2). Para su definición necesitan dos parámetros (por ejemplo, para definir una radiación de rectas, se necesita definir el plano al que pertenecen y el centro de radiación).

Formas de tercera categoría

Son las que no forman parte de las formas de primera o segunda categoría y necesitan por lo tanto tres o más condiciones para su determinación. Los poliedros y las superficies curvas están dentro de esta categoría (figura 4.3).

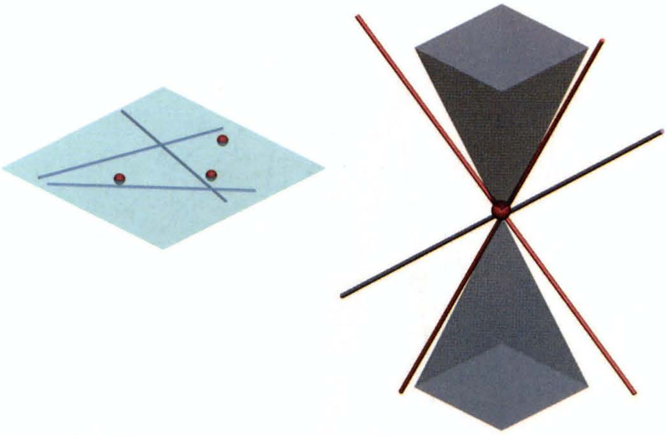


FIGURA 4.2. FORMAS DE SEGUNDA CATEGORÍA.

FIGURA 4.3. FORMAS DE TERCERA CATEGORÍA.

4.2.2. PROYECTIVIDAD Y HOMOGRAFÍA

Desde un punto de vista matemático, la proyectividad es una aplicación lineal entre dos espacios vectoriales. Su aplicación en geometría es muy importante, como se va a ir viendo en los apartados siguientes.

Proyección desde un punto

Proyectar desde un punto *O* un punto *A* consiste en hacer pasar por *A* una recta que parte de *O*. Proyectar una recta r desde un punto *O* consiste en hacer pasar infinitas rectas desde *O* hacia todos los puntos de la recta *r*, resultando un plano llamado *plano proyectante* (figura 4.4).

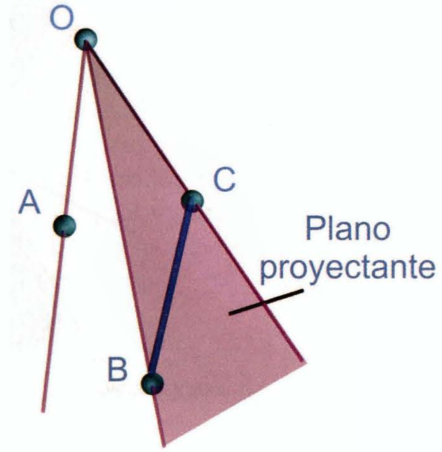


FIGURA 4.4. PROYECCIÓN.

Proyecciones sobre un plano

En el caso de que se interponga un plano, la intersección de las rectas y planos proyectantes con el plano da lugar a las proyecciones sobre él (figura 4.5).

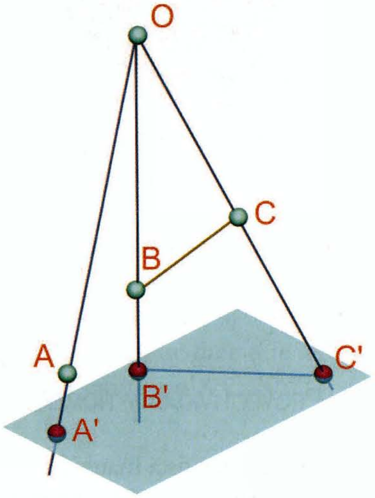


FIGURA 4.5. PROYECCIÓN SOBRE UN PLANO.

4.2.3. HOMOGRAFÍA

Cuando la proyectividad relaciona elementos de la misma naturaleza se denomina *homografía*. Por ejemplo, cuando se transforma un plano de puntos en un plano de puntos. Así, la homografía transforma puntos alineados en puntos alineados y rectas concurrentes en rectas concurrentes.

4.2.4. CORRESPONDENCIA ENTRE FORMAS DE PRIMERA CATEGORÍA. SERIES LINEALES

Si mediante una proyección se pasa de una figura de primera categoría a otra de primera categoría, se establece entre las dos formas una correspondencia biunívoca. Al proyectar una serie rectilínea de puntos *A, B, C, D* situados en la recta r_1, desde un punto *O*, al cortar a la recta r_2 se establece una correspondencia biunívoca tanto con los puntos *A', B', C', D'* como con los segmentos *a, b, c, d*. Lo mismo ocurre si se establecen otros vértices *O', O"* (figura 4.6).

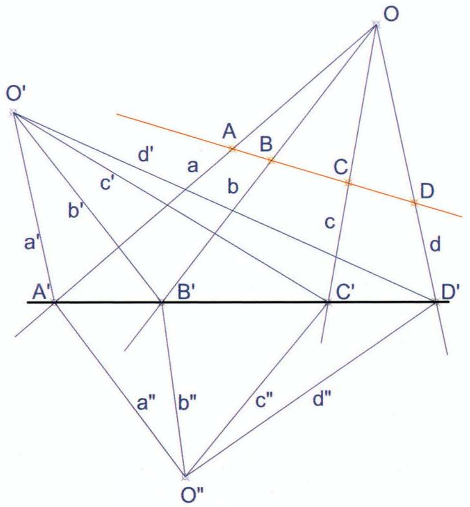


FIGURA 4.6. CORRESPONDENCIA ENTRE FORMAS.

Razón simple de tres puntos

Dados tres puntos *A, B* y *C*, se denomina razón simple *(ABC)* a la razón de distancias *d* tal que se cumple (figura 4.7):

$$d = (ABC) = \frac{AB}{AC}$$

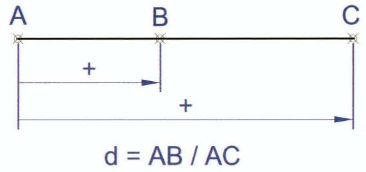


FIGURA 4.7. RAZÓN SIMPLE.

Los segmentos deben considerarse con su signo.

Razón doble de cuatro puntos (cuaterna)

Dados cuatro puntos *A, B, C* y *D*, se denomina razón doble *(ABCD)* o cuaterna *c* de una recta al cociente de las razones simples *ACD* y *BCD* (figura 4.8):

$$c = (\mathrm{ABCD}) = \frac{(\mathrm{ACD})}{(\mathrm{BCD})} = \frac{\mathrm{AC}}{\mathrm{AD}} : \frac{\mathrm{BC}}{\mathrm{BD}}$$

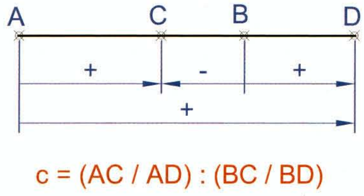


FIGURA 4.8. RAZÓN DOBLE.

La razón doble *c* nunca puede tomar los valores de 0, 1 o infinito.

Los segmentos deben considerarse con su signo.

Relación entre proyectividad y razón doble

Dos formas de primera categoría están en correspondencia proyectiva cuando a un elemento de una le corresponde otro de la segunda, de manera que la razón doble de cuatro elementos de una forma es igual que la razón doble de los elementos correspondientes en la otra forma.

La razón doble se conserva en la homografía y, por lo tanto, en las proyecciones cónicas y en las cilíndricas. La razón simple se conserva sólo en las proyecciones cilíndricas (figura 4.9).

En efecto, si se denomina *(ABCD)* a la razón doble siguiente:

$$(\mathrm{ABCD}) = \frac{(\mathrm{ACD})}{(\mathrm{BCD})} = \frac{\dfrac{\mathrm{AC}}{\mathrm{AD}}}{\dfrac{\mathrm{BC}}{\mathrm{BD}}}$$

y se define la razón doble de cuatro rectas como el cociente de sus razones simples:

$$(\mathrm{abcd}) = \frac{(\mathrm{acd})}{(\mathrm{bcd})} = \frac{\dfrac{\mathrm{sen(ac)}}{\mathrm{sen(ad)}}}{\dfrac{\mathrm{sen(bc)}}{\mathrm{sen(bd)}}}$$

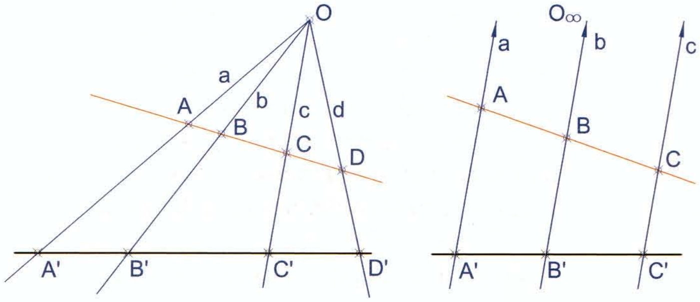


FIGURA 4.9. RELACIÓN ENTRE RAZÓN SIMPLE Y DOBLE Y PROYECTIVIDAD.

operando, aplicando relaciones trigonométricas y el teorema del seno, se puede demostrar que:

$$(\mathrm{abcd}) = (\mathrm{ABCD})$$

por lo que la razón doble de cuatro puntos alineados es igual a la razón doble de sus cuatro rectas proyectantes; es decir, la razón doble se conserva en las proyecciones cónicas (y por lo tanto en las cilíndricas).

Cuaterna armónica

En el caso de la razón doble, si $c = -1$ se dice que los cuatro puntos forman una cuaterna armónica.

4.2.5. CORRESPONDENCIA ENTRE FORMAS DE SEGUNDA CATEGORÍA. HOMOLOGÍA

Dos formas de segunda categoría están en correspondencia proyectiva cuando a todo elemento de una le corresponde uno sólo de la segunda, de manera que existe correspondencia biunívoca entre elementos de la misma categoría.

Una homología es una homografía que relaciona formas de segunda categoría y que determina la correspondencia o relación entre dos figuras que son secciones de una radiación desde un punto *O* en dos planos α y β (figura 4.10). La intersección de los dos planos es una recta denominada eje formada por puntos dobles (homólogos de sí mismos), es decir, dos rectas homólogas que se cortan en un punto del eje de la homología.

Las rectas resultado de la intersección del plano α con el paralelo al plano β que contiene a *O* y del plano β con el paralelo al plano α que contiene a *O* se denominan rectas límite, l_1 y l'_2. La recta límite l_1 es el lugar geométrico de los puntos cuyos homólogos son los puntos impropios (o puntos del infinito) del plano β. La recta límite l'_2 es el lugar geométrico de los homólogos de los puntos impropios del plano α.

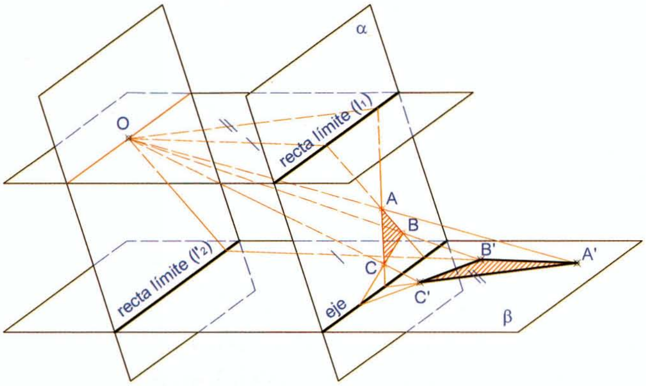


FIGURA 4.10. HOMOLOGÍA.

La homología, y por lo tanto, todos los tipos particulares que se describen a continuación, están basados en la proporcionalidad directa.

Según la posición relativa de los planos α y β y del centro de la homología, se pueden dar los casos que se explican a continuación.

Caso general

Los planos α y β son secantes y el centro *O* es un punto propio exterior a ellos (figura 4.11).

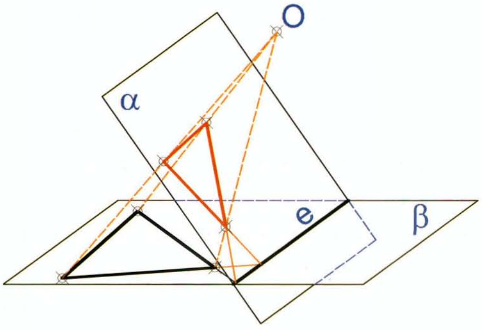


FIGURA 4.11. HOMOLOGÍA. CASO GENERAL.

Afinidad

Los planos α y β son secantes y el centro *O* es un punto impropio (figura 4.12).

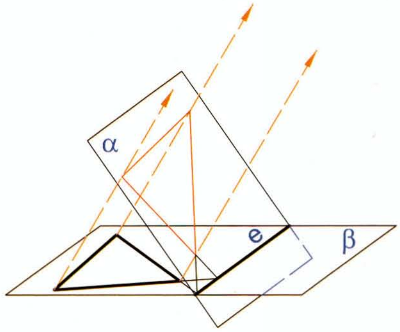


FIGURA 4.12. AFINIDAD.

Homotecia

Los planos α y β son paralelos y el centro *O* es un punto propio exterior a ellos. Las rectas homólogas son paralelas y los segmentos homólogos son proporcionales (figura 4.13).

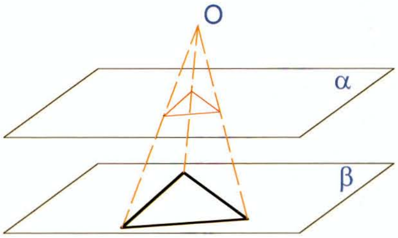


FIGURA 4.13. HOMOTECIA.

Traslación

Los planos α y β son paralelos y el centro *O* es un punto impropio. Las rectas homólogas son paralelas y los segmentos homólogos son iguales (figura 4.14).

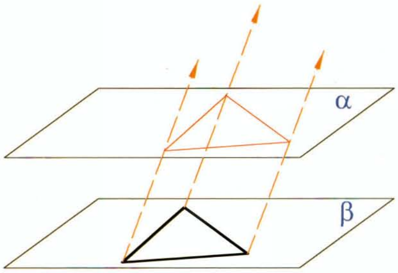


FIGURA 4.14. TRASLACIÓN.

Simetría central

Es un caso particular de la homotecia donde los planos α y β son paralelos y el centro *O* es un punto propio interior a ellos, y los segmentos homólogos son iguales (figura 4.15).

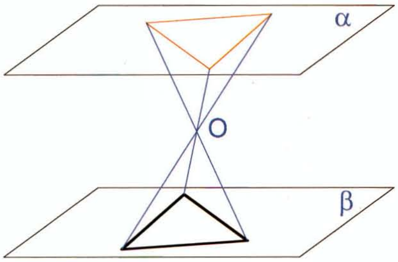


FIGURA 4.15. SIMETRÍA CENTRAL.

4.2.6. LA HOMOLOGÍA EN EL PLANO

Si en una homología se abaten o proyectan todos los elementos sobre un plano, se pasa a lo que se denomina homología en el plano. Este paso se puede efectuar de diversas maneras. Las que se presentan a continuación son las de mayor interés.

Proyección ortogonal sobre uno de los planos homológicos

Se proyecta en dirección perpendicular (proyección ortogonal) a uno de los planos, en este caso el plano α, cada uno de los elementos (figura 4.16).

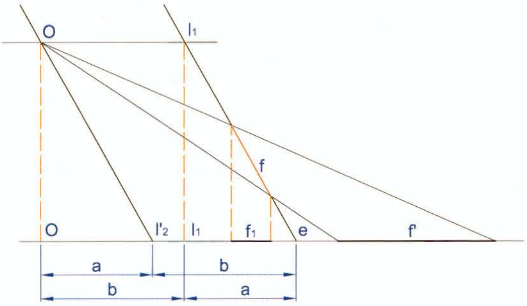


FIGURA 4.16. PASO A HOMOLOGÍA EN EL PLANO POR PROYECCIÓN ORTOGONAL.

Abatimiento sobre uno de los planos homológicos

Sobre el plano α se abaten todos los elementos tomando como eje de giro o charnela la recta intersección (eje *e*) entre los planos α y β (figura 4.17).

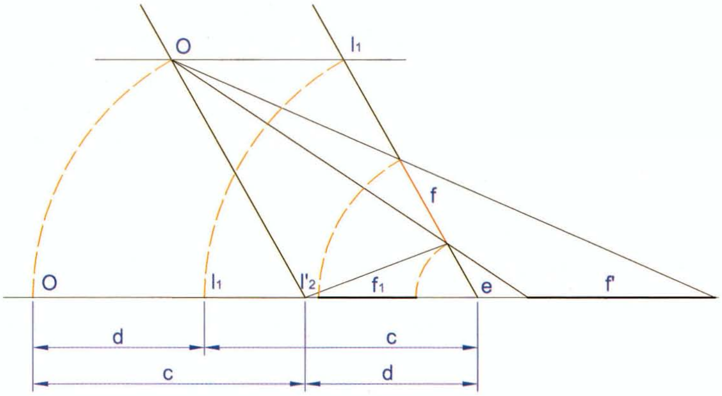


FIGURA 4.17. PASO A HOMOLOGÍA EN EL PLANO POR ABATIMIENTO.

Propiedades de la homología

En un sistema homológico siempre se cumple, como puede comprobarse en las figuras anteriores, que:

- Dos puntos homológicos están alineados con el centro *O*.
- Dos rectas homológicas se cortan siempre en el eje *e*, lugar geométrico de los puntos dobles.
- Las rectas límites l_1 y l'_2, son paralelas entre sí y con el eje *e*.
- La distancia entre el eje *e* y una recta límite es la misma que entre la otra recta límite y el centro de homología *O*.

Construcción de una homología

Una homología presenta, en general, seis elementos: centro, eje, dos rectas límites y dos puntos homólogos. La homología queda definida por una combinación de estos elementos:

- **Conocido el centro *O*, el eje *e* y un par de puntos homólogos *A* y *A'***

Para localizar el homólogo de un punto *B*, se traza la recta que une *A* con *B* que corta al eje *e* en el punto *E*. Desde este punto se traza la recta que lo une con *A'*. El corte de esta última recta con la que une *O* con *B* es el punto buscado *B'* (figura 4.18).

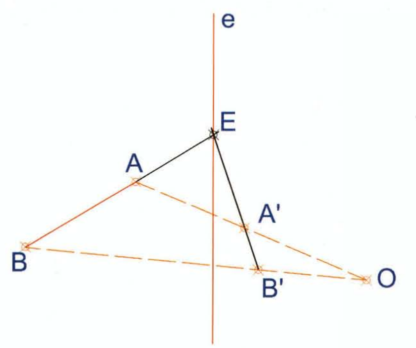


FIGURA 4.18. CONOCIDO EL CENTRO DE HOMOLOGÍA, EL EJE, DOS PUNTOS HOMÓLOGOS Y UN TERCER PUNTO, TRAZAR EL HOMÓLOGO DE ESTE ÚLTIMO.

- **Conocido el centro O, el eje *e* y la recta límite *l'*$_2$**

Para localizar el homólogo de un punto A, se traza una recta r_1 cualquiera que corta al eje e en E (que es un punto doble). El homólogo P' del punto del infinito P_∞ de la recta r_1 estará sobre la recta límite l'_2. Dado que P_∞ y P' son homólogos, la recta $P_\infty P'$ pasará por el centro O de la homología. Para localizar P', se traza una paralela a r_1 que pasa por O. El punto P' se determina en la intersección de esta recta con la recta límite l'_2. El corte de la recta OA con la recta EP' es el punto buscado A' (figura 4.19).

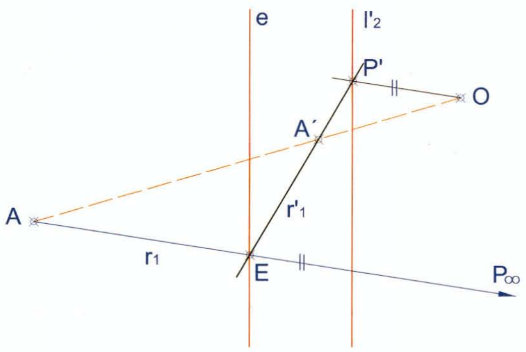


FIGURA 4.19. CONOCIDO EL CENTRO DE HOMOLOGÍA, EL EJE, UNA RECTA LÍMITE Y UN TERCER PUNTO CUALQUIERA, TRAZAR EL HOMÓLOGO DE ESTE ÚLTIMO.

- **Conocido el eje *e*, la recta límite *l'*$_2$ y un par de puntos homológicos *A* y *A'***

Se trata de determinar el centro de homología O. Para ello se siguen los siguientes pasos: se traza una recta cualquiera r'_2 que pase por A' y que corte a la recta límite l'_2 en el punto P' y al eje r en el punto E. Dado que P' pertenece a la recta límite l'_2 para buscar su homólogo P_∞, por P' se traza una paralela a AE, que corta a AA' en el punto buscado O (figura 4.20).

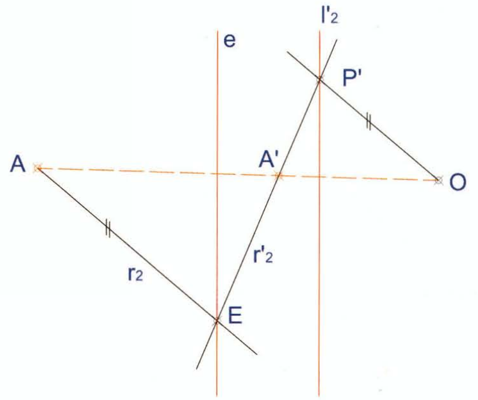


FIGURA 4.20. CONOCIDO EL EJE, UNA RECTA LÍMITE, DOS PUNTOS HOMÓLOGOS Y UNO CUALQUIERA, TRAZAR EL HOMÓLOGO DE ESTE ÚLTIMO.

4.2.7. CASOS PARTICULARES DE HOMOLOGÍAS PLANAS

En la figura 4.21 aparece el caso general de una homología en el plano.

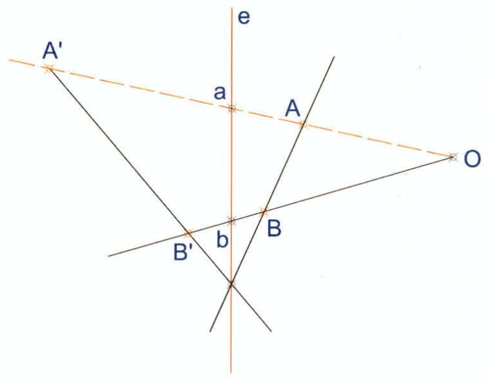


FIGURA 4.21. HOMOLOGÍA EN EL PLANO.

Se denomina característica K de la homología a la cuaterna formada por el centro O, dos puntos homólogos A y A' y la intersección de la recta que los une con el eje. Por consiguiente:

$$K = (OaAA') = \frac{(OAA')}{(aAA')}$$

La característica K es un parámetro constante en la homología e independiente del punto A.

Homotecia

Es un caso particular de homología donde el centro es un punto propio, el eje es impropio y no existen rectas límites.

Se dice que dos puntos son homotéticos cuando la recta que los une pasa por otro punto denominado centro de homotecia, de manera que se verifica que la razón entre la distancia del centro de homotecia a un punto y la del centro de homotecia al otro punto es constante. La razón (o característica) que resulta se denomina razón de homotecia.

- *Homotecia directa*: cuando la razón es positiva, encontrándose los puntos homólogos en el mismo lado del centro (figura 4.22).

FIGURA 4.22. HOMOTECIA DIRECTA.

- *Homotecia inversa:* cuando la razón es menor de cero, encontrándose los puntos homólogos a cada lado del centro (figura 4.23).

FIGURA 4.23. HOMOTECIA INVERSA.

Siempre se cumple que:

- Rectas homotéticas paralelas se cortan en un punto impropio (figura 4.24).
- Los segmentos homólogos son siempre paralelos y proporcionales (figura 4.24).

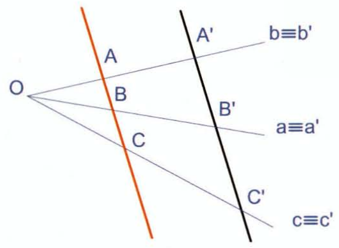


FIGURA 4.24. RECTAS Y SEGMENTOS HOMOTÉTICOS.

- Los ángulos homólogos son iguales (figura 4.25).

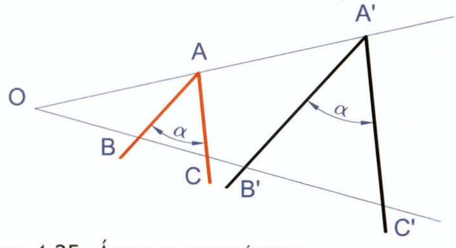


FIGURA 4.25. ÁNGULOS HOMOTÉTICOS.

La homotecia tiene varios casos particulares:

- Si la razón de homotecia es $K = 1$, los puntos son dobles y la transformación es la *identidad* (figura 4.26).

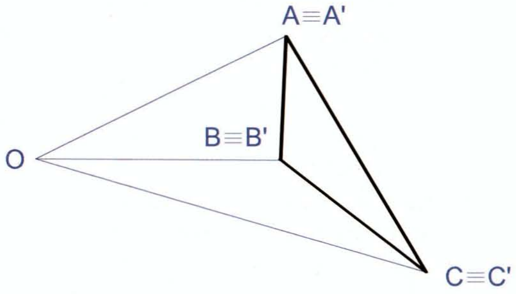


FIGURA 4.26. IDENTIDAD.

- Si la razón de homotecia es $K = -1$, la transformación es una *simetría central* (figura 4.27).

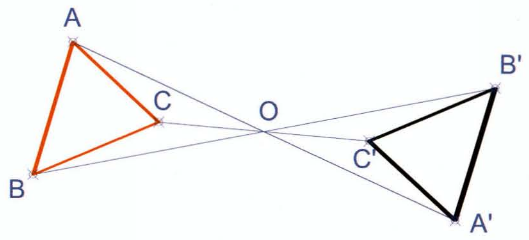


FIGURA 4.27. SIMETRÍA CENTRAL.

- Si la razón de homotecia es $K = 1$ y el centro de homotecia se encuentra en el infinito, la transformación es una *traslación* (figura 4.28).

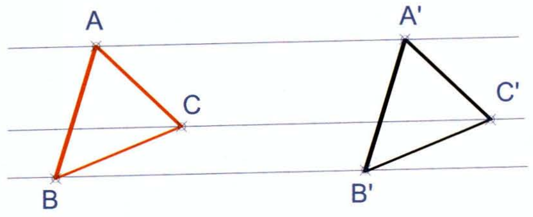


FIGURA 4.28. TRASLACIÓN.

Semejanza

Dos figuras son semejantes cuando mantienen la misma forma pero distinta área (figura 4.29). Razón de semejanza es el cociente entre el valor de dos de sus elementos (lados, diagonales, etc.).

Dos figuras homotéticas son siempre semejantes. Sin embargo, dos figuras semejantes no tienen por qué ser homotéticas, pero se pueden efectuar movimientos (giros, traslaciones, etc.) que lleven a que lo sean.

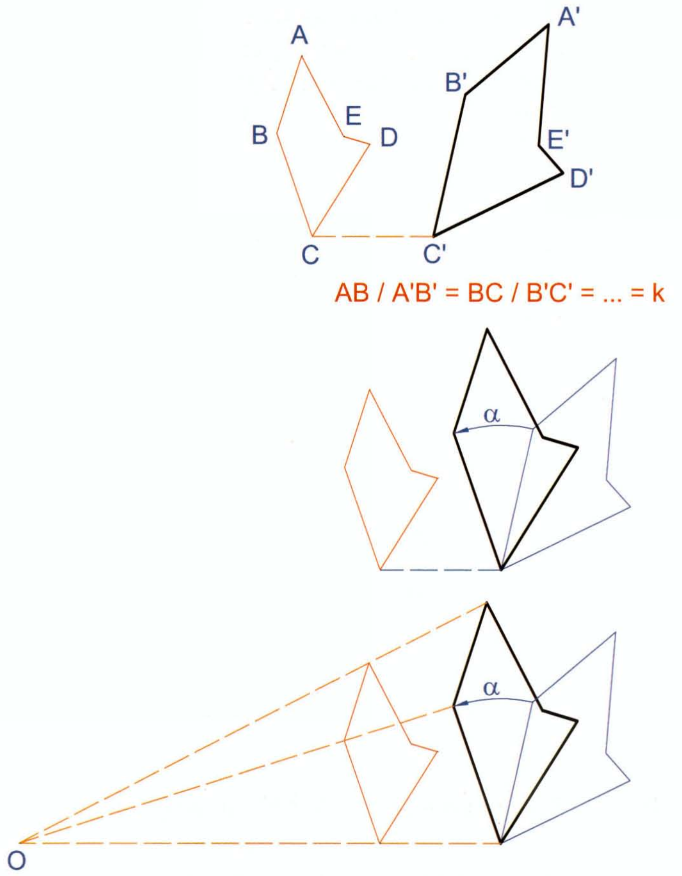


FIGURA 4.29. FIGURAS SEMEJANTES.

Afinidad

Cuando el centro de homología se sitúa en el infinito (punto impropio) la homología se denomina afinidad. Como consecuencia, es una homología sin rectas límites y se cumple lo siguiente (figura 4.30):

- El rayo proyectante que une dos puntos afines es paralelo a la dirección de afinidad.
- Dos rectas afines se cortan en un punto del eje.

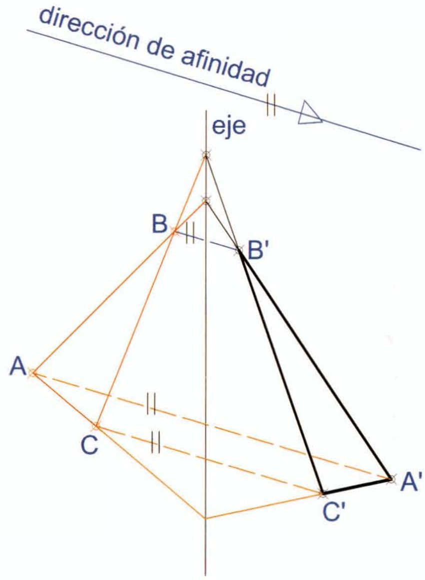


FIGURA 4.30. AFINIDAD.

Como ejemplo de afinidad en el plano, veamos cómo se puede determinar la elipse afín a una circunferencia.

Se trata de obtener la elipse afín a una circunferencia con dirección de afinidad perpendicular al eje, conocidos el eje *e* y dos puntos *O* y *O'*, centros de la circunferencia y de la elipse respectivamente.

La dirección de los ejes afines se localiza trazando una perpendicular y una paralela al eje *e* por *O'*. Uniendo *A* con *D* y *B* con *C* y trazando paralelas a esta dirección desde *O*, estas rectas cortan al eje *e* en los puntos *E, F* y *G*. Uniendo *E* con *O'* y trazando paralelas a esta dirección desde los otros puntos *F* y *G* se localizan los extremos *A'*, *B'*, *C'* y *D'* (figura 4.31).

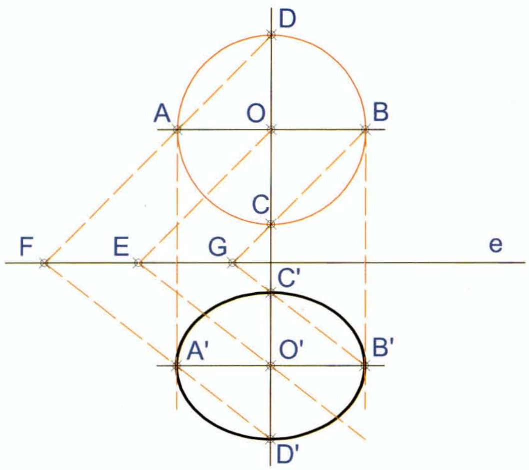


FIGURA 4.31. ELIPSE AFÍN A UNA CIRCUNFERENCIA.

Simetría axial

Es un caso particular de homología donde el eje es propio, el centro es impropio y, por lo tanto, se trata de una afinidad. La dirección de afinidad es perpendicular al eje y la característica *K* es –1 (figura 4.32).

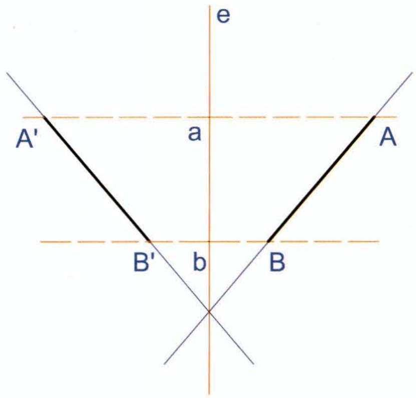


FIGURA 4.32. SIMETRÍA AXIAL.

4.2.8. TEOREMA DE LAS TRES HOMOLOGÍAS

Cuando una figura se transforma en otra por medio de una homología de centro *O* y eje *e*, y a su vez ésta en otra por medio de una segunda homología de distinto centro *O'* pero mismo eje *e* que la anterior, existe una tercera homología que relaciona la primera figura con la tercera, que tiene el mismo eje *e* y distinto centro *O''* alineado con los otros dos centros (figura 4.33).

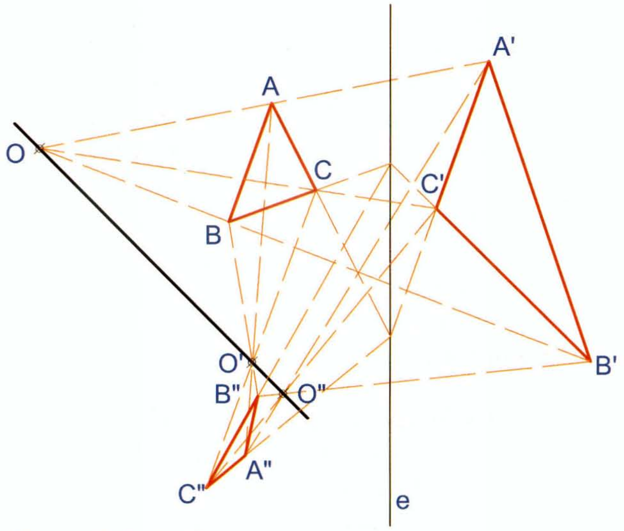


FIGURA 4.33. TERCER CENTRO DE HOMOLOGÍA CON EJE COMÚN.

Cuando una figura se transforma en otra por medio de una homología de centro *O* y eje *e*, y a su vez ésta en otra por medio de una segunda homología de igual centro *O* pero distinto eje *e'* que la anterior, existe una tercera homología que relaciona la primera figura con la tercera, que tiene el mismo centro *O* y distinto eje *e''* que se corta con los otros dos en un mismo punto *E* (figura 4.34).

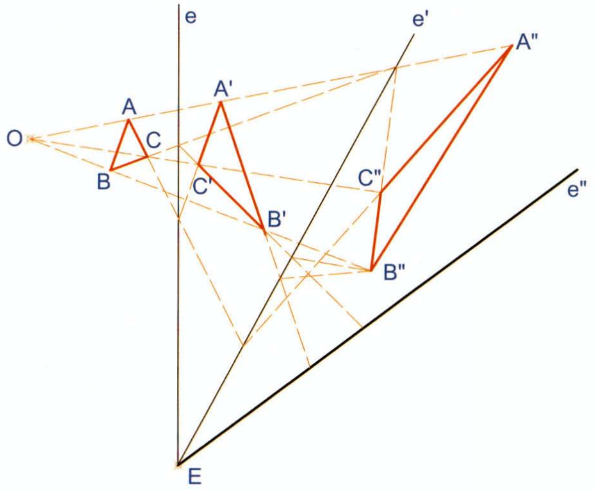


FIGURA 4.34. TERCER EJE DE HOMOLOGÍA CON CENTRO COMÚN.

4.3. GEOMETRÍA COMPUTACIONAL

Cualquier problema de gráficos con ordenador, ya sea bidimensional o tridimensional, se

reduce a la especificación de un conjunto de puntos de un espacio bidimensional que serán unidos mediante una serie de primitivas gráficas (líneas, arcos, círculos, etc.). Se trata pues de dar a conocer la metodología y la algorítmica usadas por un ordenador para conseguir manipular esta información, normalmente tridimensional, para transformar estos puntos a un espacio bidimensional con el fin de obtener la geometría final deseada, o para realizar matemáticamente transformaciones y proyecciones espaciales que permitan representar geometrías tridimensionales sobre un soporte plano (la pantalla de un ordenador o el papel de un trazador).

Toda esta metodología se basa en una representación matricial que permite el paso de un espacio métrico a otro proyectivo donde se incluyen los puntos del infinito.

4.4. Transformaciones

Se pretende dar a conocer las operaciones que permiten efectuar transformaciones geométricas sobre una figura tridimensional, así como su posterior representación, bien en forma de perspectiva, bien en sus vistas diédricas. Son los fundamentos matemáticos en que se basa un sistema CAD para efectuar la representación gráfica de figuras tridimensionales sobre un soporte plano (pantalla de ordenador, trazador o impresora), así como para realizar modificaciones sobre él.

Para poder tratar numéricamente los puntos del espacio tridimensional se utilizarán coordenadas homogéneas.

Un punto (x, y, z) de un espacio E^3 queda representado en el espacio proyectivo por un vector de cuatro coordenadas $(x, y, z, 1)$ o, en general, (X, Y, Z, s).

Para aplicar a un punto la transformación deseada, se multiplicará su vector asociado por la matriz de transformación T de la siguiente forma:

$$\begin{pmatrix} X & Y & Z & s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x & y & z & 1 \end{pmatrix} \times T$$

El punto transformado normalizado será

$$\begin{pmatrix} x^* & y^* & z^* & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{X}{s} & \frac{Y}{s} & \frac{Z}{s} & 1 \end{pmatrix}$$

donde $(x^* \; y^* \; z^*)$ es el punto transformado correspondiente al espacio euclídeo E^3.

La matriz de transformación tiene la forma general:

$$T = \begin{pmatrix} a & b & c & p \\ d & e & f & q \\ h & i & j & r \\ l & m & n & s \end{pmatrix}$$

Esta matriz 4 × 4 puede dividirse en cuatro bloques:

$$T = \begin{pmatrix} \begin{pmatrix} a & b & c \\ d & e & f \\ h & i & j \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} p \\ q \\ r \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} l & m & n \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} s \end{pmatrix} \end{pmatrix}$$

El bloque 3 × 3 produce una transformación lineal que provoca dilataciones o escalados, deformaciones, reflexiones y rotaciones. El bloque de la fila 1 × 3 produce una traslación, y el bloque de la columna 3 × 1 genera una transformación de la perspectiva. El elemento del bloque 1 × 1 actúa como factor de escala que dilata o contrae globalmente el cuerpo.

A continuación, se pasa a describir la forma en que se efectúan las transformaciones citadas anteriormente, así como el fundamento de las distintas representaciones de perspectivas.

Las transformaciones que se pueden hacer sobre un cuerpo son cinco: dilataciones o escalados, deformaciones, rotaciones en torno a ejes arbitrarios, traslaciones y reflexiones.

4.4.1. Dilataciones

Los términos de la diagonal de la matriz de transformación producen dilataciones o escalados en uno o más ejes.

Si se efectúa la operación:

$$\begin{pmatrix} x & y & z & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & e & 0 & 0 \\ 0 & 0 & j & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = (ax \; ey \; jz \; 1)$$

se puede observar claramente el efecto de las tres dilataciones, aplicadas independientemente sobre cada uno de los ejes coordenados. En la figura 4.35 aparece representado el resultado de aplicar a la figura original un escalado diferente en los tres ejes.

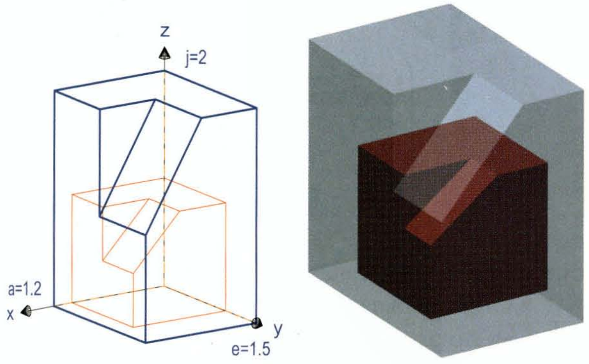


FIGURA 4.35. ESCALADO.

El elemento (4,4) de la matriz de transformación tiene el efecto de un factor de escala global, como se puede comprobar:

$$\begin{pmatrix} x & y & z & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x & y & z & s \end{pmatrix}$$

que normalizado resulta:

$$\begin{pmatrix} \frac{x}{s} & \frac{y}{s} & \frac{z}{s} & 1 \end{pmatrix}$$

Se puede observar que la dilatación viene dada por el inverso del elemento (4,4), es decir, $1/s$.

4.4.2. DEFORMACIONES

Los términos no diagonales del bloque 3 × 3 de la matriz de transformación producen deformaciones de la siguiente forma:

$$\begin{pmatrix} x & y & z & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 1 & b & c & 0 \\ d & 1 & f & 0 \\ h & i & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{matrix} (x + yd + hz, \\ bx + y + iz, \\ cx + fy + z, 1) \end{matrix}$$

El elemento *(i,j)* de la matriz T produce una deformación de la coordenada x_j en función de la x_i, siendo $x_1 = x$, $x_2 = y$, $x_3 = z$.

Así por ejemplo:

$$\begin{pmatrix} x & y & z & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 1 & b & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = (x, bx + y, z, 1)$$

donde se puede ver que la coordenada y de (x, y, z) varía linealmente con x por efecto del término (1,2). En la figura 4.36 puede verse el resultado, considerando un factor $b = 0{,}75$.

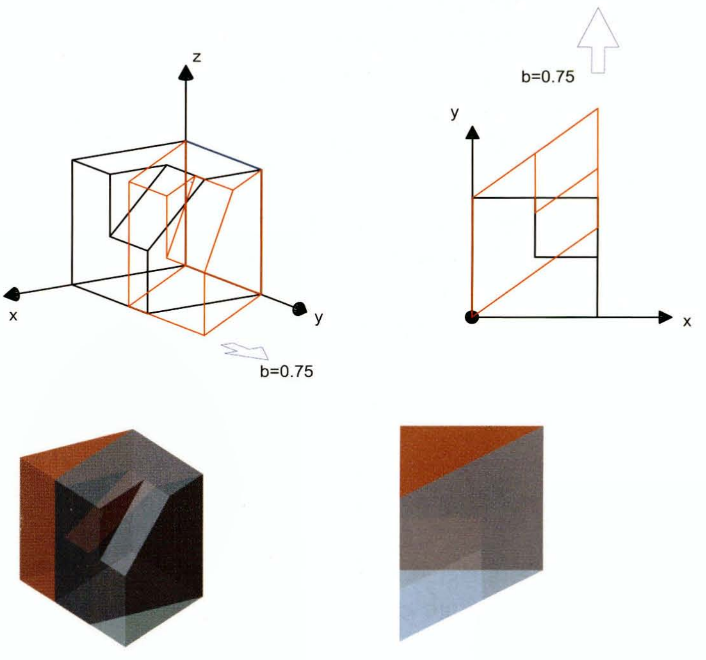


FIGURA 4.36. DEFORMACIÓN CON b = 0,75.

4.4.3. ROTACIONES

Hasta ahora se ha utilizado el bloque 3 × 3 de la matriz de transformación para producir una combinación de dilataciones y deformaciones. Sin embargo, si se cumple que el determinante del bloque 3 × 3 es la unidad, el efecto de la transformación es producir una rotación pura sobre un eje que pasa por origen.

La matriz de transformación para una rotación sobre el eje *x* es

$$T_1 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & -\text{sen}\,\alpha & 0 \\ 0 & \text{sen}\,\alpha & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

que produce un giro de ángulo α en torno al eje *x* (figura 4.37). Se consideran rotaciones positivas aquellas que, según la regla de la mano derecha, tienen el sentido del eje *x* positivo.

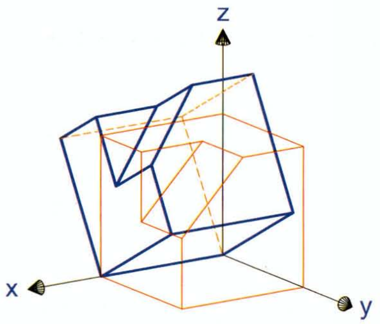


FIGURA 4.37. ROTACIÓN DE 30° SOBRE EL EJE X.

La matriz de transformación que produce un giro de ángulo β sobre el eje *y* (figura 4.38) es

$$T_2 = \begin{pmatrix} \cos\beta & 0 & \text{sen}\,\beta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\text{sen}\,\beta & 0 & \cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

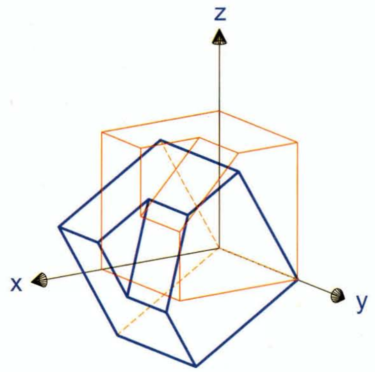


FIGURA 4.38. ROTACIÓN SOBRE EL EJE Y DE 30°.

La matriz de transformación que produce un giro de ángulo γ sobre el eje *z* (figura 4.39) es

$$T_3 = \begin{pmatrix} \cos\gamma & -\text{sen}\,\gamma & 0 & 0 \\ \text{sen}\,\gamma & \cos\gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

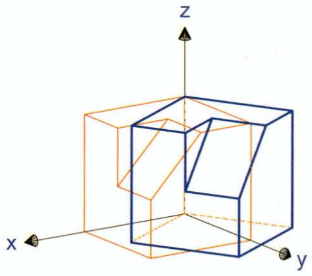


FIGURA 4.39. ROTACIÓN DE 30° SOBRE EL EJE Z.

4.4.4. TRASLACIONES

Una traslación tridimensional (figura 4.40) dada por el vector (l m n) se obtiene multiplicando por la matriz T de la forma siguiente:

$$\begin{pmatrix} x & y & z & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ l & m & n & 1 \end{pmatrix} = (x+l, y+m, z+n, 1)$$

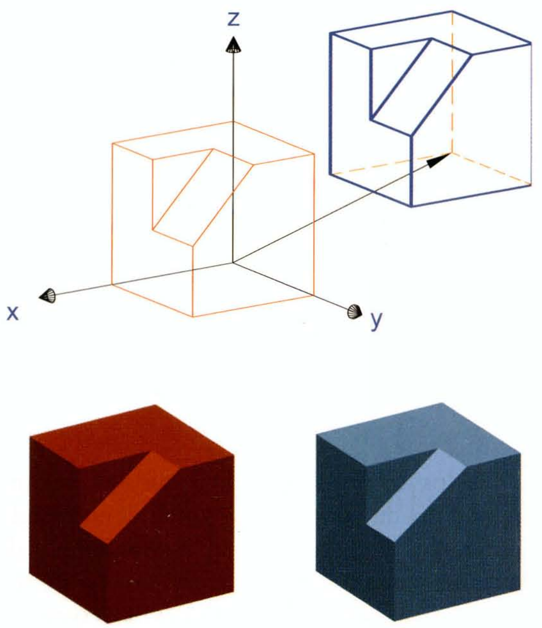


FIGURA 4.40. TRASLACIÓN TRIDIMENSIONAL.

4.4.5. REFLEXIONES

Se considerarán las reflexiones de un cuerpo respecto de los planos coordenados (figura 4.41). El determinante de la transformación de reflexión será –1.

Las matrices de transformación:

$$T_1 = \begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$T_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$T_3 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

producen reflexiones respecto de los planos $x = 0$, $y = 0$, $z = 0$, respectivamente.

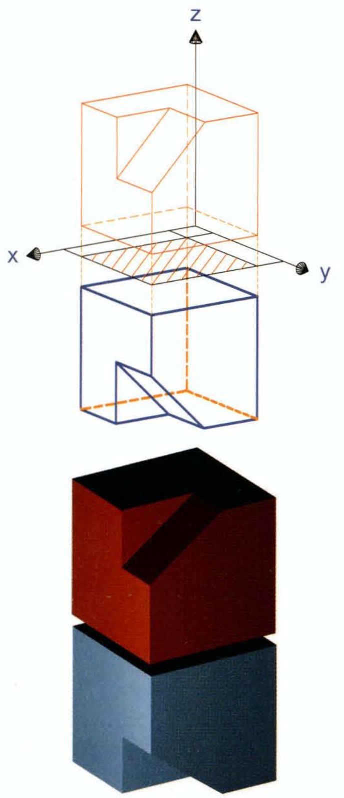


FIGURA 4.41. SIMETRÍA SOBRE EL PLANO $z = 0$.

4.4.6. TRANSFORMACIONES COMPLEJAS

Cualquier tipo de operación más compleja no reflejada en las anteriores puede obtenerse por combinación de varias operaciones elementales. Así, por ejemplo, en la figura 4.42 aparece planteada una simetría sobre un plano distinto a los coordenados y que no pasa por el origen. Para producir esta simetría es necesario realizar cinco operaciones consecutivas con objeto de poder aplicar las operaciones elementales descritas anteriormente. Estas operaciones son:

- Traslación de vector (0, –1, 0) de matriz T_1.
- Rotación de 45° de matriz T_2.
- Simetría respecto a $x = 0$ de matriz T_3.
- Rotación de –45° de matriz T_4.
- Traslación de vector (0, 1, 0) de matriz T_5.

El resultado de concatenar estas operaciones se traduce en el producto de matrices siguiente:

$$(x^*, y^*, z^*, 1) = (x, y, z, 1) \times T_1 \times T_2 \times T_3 \times T_4 \times T_5$$

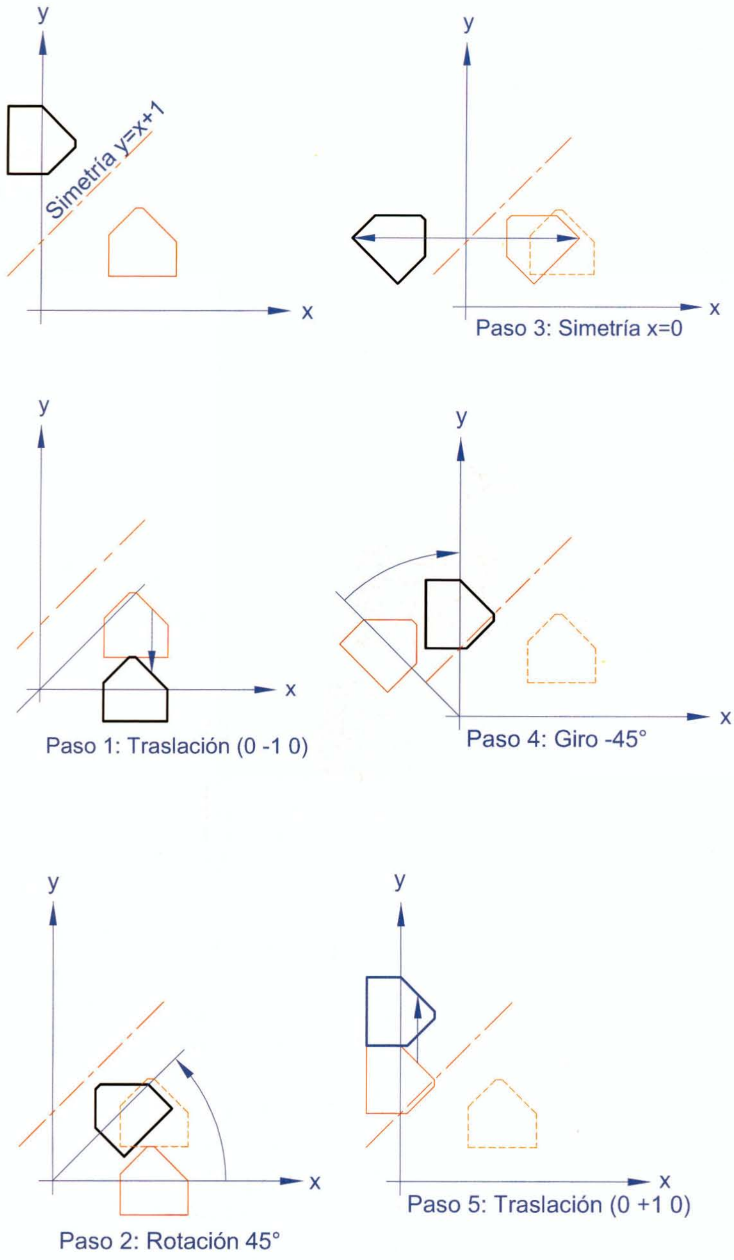


FIGURA 4.42. COMPOSICIÓN DE TRANSFORMACIONES.

4.5. PROYECCIONES

Hasta ahora se han visto varias formas de manipular entidades geométricas en el espacio. Los soportes físicos en los que se van a representar las figuras son soportes planos, por lo que se debe estudiar la forma de proyectar el cuerpo situado en el espacio sobre una superficie plana, como una pantalla o una impresora (figura 4.43).

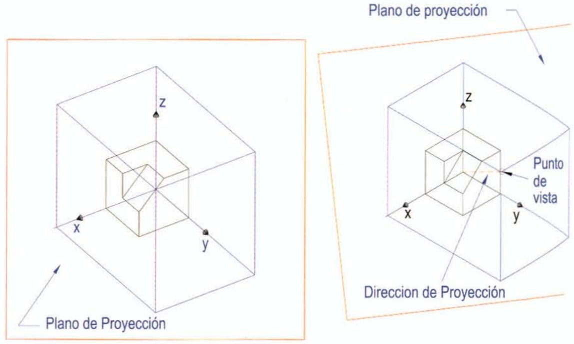


FIGURA 4.43. PROYECCIÓN.

Todos los objetos están definidos mediante un sistema de coordenadas único denominado "universal" o "de modelo". Las coordenadas de los puntos de un cuerpo expresadas en este sistema se llamarán *coordenadas universales* o *coordenadas de modelo.*

4.5.1. PROYECCIONES AXONOMÉTRICAS

Una proyección ortogonal sobre el plano $x = 0$ puede considerarse como si el observador estuviese situado sobre un punto del eje x, por ejemplo, el (1, 0, 0). Una proyección ortogonal general tendrá al observador situado en un punto general (VX, VY, VZ) del sistema de coordenadas universales.

El plano sobre el que se proyecta pasa por el origen de coordenadas y es perpendicular a la dirección de proyección: la recta que pasa por el punto (VX, VY, VZ) y el origen. En las figuras siguientes, con objeto de aclarar más el concepto de proyección, la posición del observador y la dirección de visión se representará con una cámara fotográfica.

La forma de conseguir esta proyección es girar el sistema de coordenadas hasta convertirlo en otro cuyo eje x coincide con la dirección de proyección.

En primer lugar se obtendrá una matriz que cambia el punto de vista de (VX, VY, VZ) a (r, 0, VZ), girando un ángulo γ sobre el eje z, para situar al observador en el plano x–z (figura 4.44), donde:

$$r = +\sqrt{VX^2 + VY^2} \quad \text{y} \quad \tan\gamma = \frac{VY}{VX}$$

La matriz de giro resultante es:

$$D = \begin{pmatrix} \cos\gamma & -\text{sen}\gamma & 0 & 0 \\ \text{sen}\gamma & \cos\gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

o, expresada en términos de VX, VY, VZ,

$$D = \begin{pmatrix} \frac{VX}{r} & \frac{-VY}{r} & 0 & 0 \\ \frac{VY}{r} & \frac{VX}{r} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

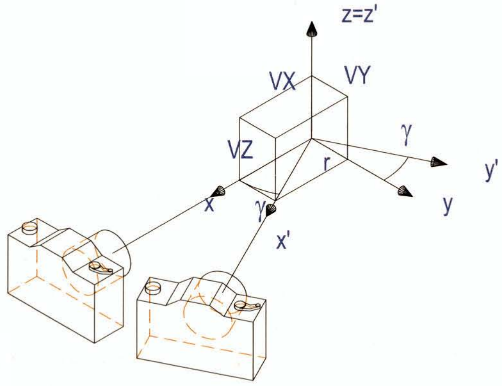


FIGURA 4.44. PRIMER GIRO PARA PROYECCIÓN AXONOMÉTRICA.

Seguidamente se debe transformar el punto $(r, 0, VZ)$ en el punto $(s, 0, 0)$, mediante la matriz de giro E, girando un ángulo β sobre el nuevo eje y (figura 4.45), donde:

$$s = +\sqrt{r^2 + VZ^2} = \sqrt{VX^2 + VY^2 + VZ^2}$$

$$\text{y} \quad \tan\beta = \frac{VZ}{r}$$

Además, $\beta < 0$, según se puede ver en la figura 4.44. Por este motivo, se incluirá ya el signo *menos* en la matriz de giro y se considerará el valor absoluto del ángulo.

$$E = \begin{pmatrix} \frac{VZ}{s} & 0 & -\frac{r}{s} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{r}{s} & 0 & \frac{VZ}{s} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\beta & 0 & -\text{sen}\beta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \text{sen}\beta & 0 & \cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

La matriz $T = D \times E$ da como resultado el giro necesario para situar al observador sobre el eje x.

$$T = \begin{pmatrix} \cos\beta\cos\gamma & -\text{sen}\gamma & -\text{sen}\beta\cos\gamma & 0 \\ \cos\beta\,\text{sen}\gamma & \cos\gamma & -\text{sen}\beta\,\text{sen}\gamma & 0 \\ \text{sen}\beta & 0 & \cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

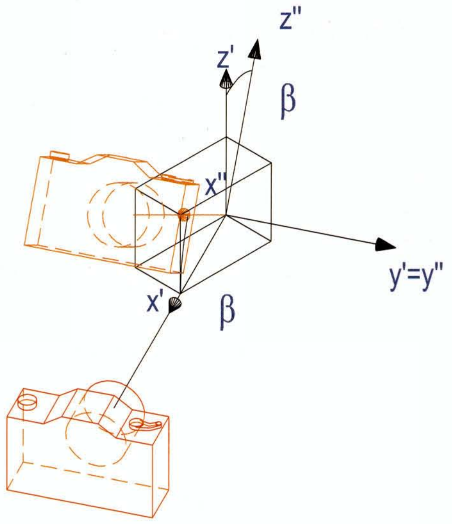


FIGURA 4.45. SEGUNDO GIRO PARA PROYECCIÓN AXONOMÉTRICA.

Veamos un ejemplo correspondiente a un punto de vista situado en (2, 1, 1,5). En este caso resultan unos valores para el primer giro (figura 4.46) de:

$$r = +\sqrt{2^2 + 1^2} \qquad y \qquad \tan\gamma = \frac{1}{2}$$

$$r = \sqrt{5} \qquad y \qquad \gamma = 26{,}5651°$$

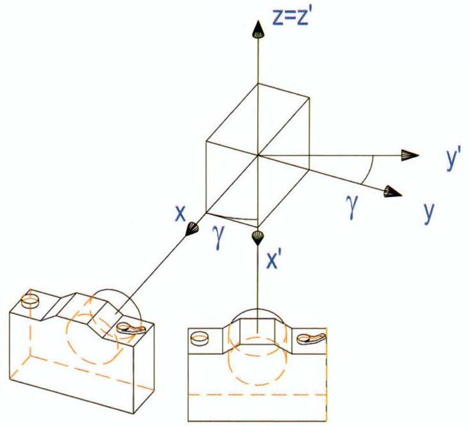


FIGURA 4.46. PRIMER GIRO PARA AXONOMÉTRICA (2, 1, 1,5).

y unos valores para el segundo giro (figura 4.47) de:

$$s = +\sqrt{5 + 1{,}5^2} \qquad y \qquad \tan\beta = \frac{1{,}5}{\sqrt{5}}$$

$$r = 2{,}6926 \qquad y \qquad \beta = 33{,}8545°$$

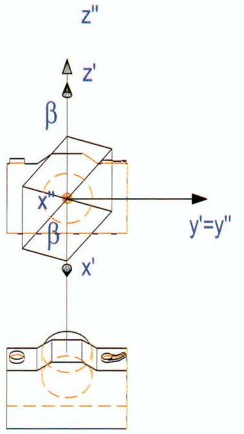


FIGURA 4.47. SEGUNDO GIRO PARA AXONOMÉTRICA (2, 1, 1,5).

Las coordenadas transformadas mediante la matriz T se denominan *coordenadas de dispositivo virtual*. Sus coordenadas y–z son las que se utilizarán para representar la proyección sobre el dispositivo visualizador.

La coordenada x, aparentemente aquí no tenida en cuenta, tiene una importancia primordial en algoritmos de eliminación de aristas ocultas, ya que es la que da información sobre la altura en el plano de proyección de cada punto.

Como ejemplo de aplicación de la metodología desarrollada se indica cómo obtener las proyecciones isométrica y diédrica y las vistas diédricas.

Proyección isométrica

La proyección isométrica (figura 4.48) se tendrá cuando el punto de vista esté situado en (1, 1, 1).

En este caso, los ángulos necesarios para los giros serán:

$$r = \sqrt{1^2 + 1^2} = \sqrt{2} \qquad y \qquad \tan\gamma = \frac{1}{1},\ \gamma = 45°$$

$$s = \sqrt{1^2 + 1^2 + 1^2} = \sqrt{3}$$

$$y \ \tan\beta = \frac{1}{\sqrt{2}},\ \beta = 35{,}264°$$

Si se quiere obtener una proyección isométrica, la matriz que se debe aplicar es:

$$T = \begin{pmatrix} 0{,}57735 & -0{,}70711 & -0{,}40825 & 0 \\ 0{,}57735 & 0{,}70711 & -0{,}40825 & 0 \\ 0{,}57735 & 0 & 0{,}81650 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

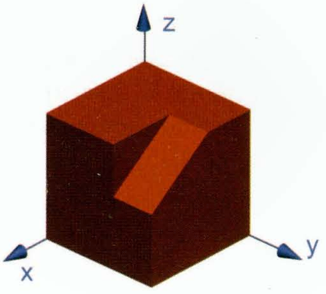


FIGURA 4.48. ISOMÉTRICA.

Proyección dimétrica

La proyección dimétrica (figura 4.49) es aquella que tiene escalas de reducción iguales en dos de los ejes y distinta en el tercero. La

proyección dimétrica normalizada se obtiene con un punto de vista:

$$(VX, VY, VZ) = (0{,}8819, 0{,}3333, 0{,}3333)$$

y unos ángulos:

$$\gamma = 20{,}705^\circ \qquad y \qquad \beta = 19{,}471^\circ$$

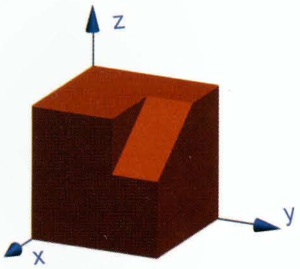


FIGURA 4.49. DIMÉTRICA.

Planta

La planta (figura 4.50) se obtiene con un punto de vista:

$$(VX, VY, VZ) = (0, 0, 1)$$

y unos ángulos:

$$\gamma = -90^\circ \qquad y \qquad \beta = 90^\circ$$

$$T = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

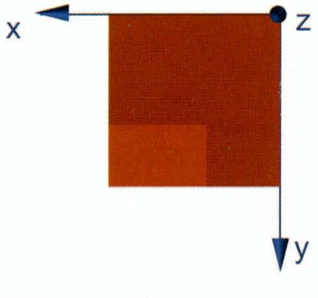


FIGURA 4.50. PLANTA.

Alzado

El alzado (figura 4.51) se obtiene con un punto de vista:

$$(VX,VY,VZ) = (1, 0, 0)$$

y unos ángulos:

$$\gamma = 0^\circ \qquad y \qquad \beta = 0^\circ$$

$$T = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

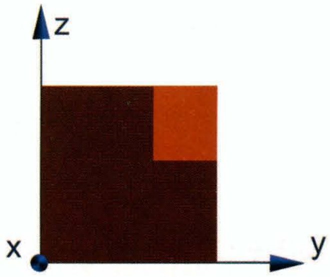


FIGURA 4.51. ALZADO.

Perfil

El perfil (figura 4.52) se obtiene con un punto de vista:

$$(VX, VY, VZ) = (0, 1, 0)$$

y unos ángulos:

$$\gamma = -90^\circ \qquad y \qquad \beta = 0^\circ$$

$$T = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

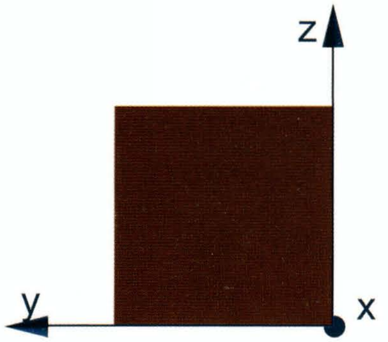


FIGURA 4.52. PERFIL.

4.5.2. PROYECCIONES OBLICUAS. CABALLERA

Para la obtención de la perspectiva caballera convencional se aplicará la matriz de transformación.

$$T = \begin{pmatrix} \frac{-\sqrt{2}}{2}K & \frac{-\sqrt{2}}{2}K & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

donde K es el coeficiente de reducción sobre el eje x. Normalmente suele hacerse $K = 1/2$ o $K = 2/3$.

4.5.3. PERSPECTIVAS CÓNICAS

Para obtener una perspectiva cónica se multiplicará por la matriz de transformación:

$$T = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & p \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

que genera una perspectiva cónica frontal desde el punto de vista de coordenadas $(-1/p, 0, 0)$, situando el plano del cuadro o plano de proyección en el plano $x = 0$.

Si se considera por ejemplo un punto de vista situado en V (10, 0, 0) y se determina el transformado del punto (1, 1, 1) se tendrá:

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & -1/10 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 9/10 \end{pmatrix}$$

que normalizando resulta el punto

$$\left(\frac{10}{9}, \frac{10}{9}, \frac{10}{9}\right)$$

En la figura 4.53 aparece representado el efecto de esta transformación: si se observa la proyección sobre el plano x-y, para el punto de vista que dista 10 unidades del plano de proyección, un objeto de longitud 1 situado a 9 unidades del punto de proyección, se convierte en un objeto de longitud $\frac{10}{9}$.

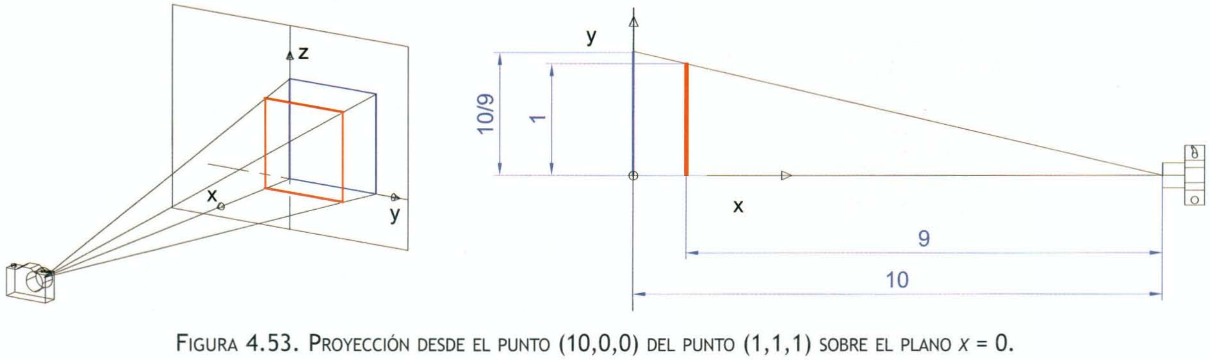


FIGURA 4.53. PROYECCIÓN DESDE EL PUNTO (10,0,0) DEL PUNTO (1,1,1) SOBRE EL PLANO x = 0.

En la figura 4.54 se observa una proyección desde un punto situado sobre el eje x, proyectando sobre un plano arbitrario paralelo al plano $x = 0$. El resultado de esta proyección es la perspectiva cónica correspondiente.

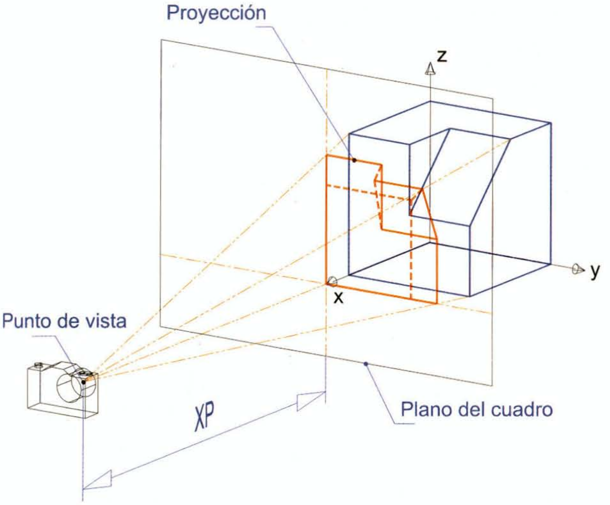


FIGURA 4.54. PERSPECTIVA CÓNICA PROYECTANDO DESDE UN PUNTO SITUADO SOBRE EL EJE X A UN PLANO SITUADO UNA DISTANCIA XP.

Se pueden obtener otras perspectivas distintas cambiando la posición del punto de vista situándolo fuera del eje x) y proyectando sobre el plano $x = 0$.

De esta forma, la matriz:

$$T_1 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & -1/XP \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -YP & -ZP & 1 \end{pmatrix}$$

traslada el cuerpo mediante el vector $(0, YP, ZP)$ y proyecta desde el punto $(XP, 0, 0)$ sobre el plano $x = 0$.

Se consigue así un efecto totalmente equivalente a una proyección desde (XP, YP, ZP) sobre el plano $x = 0$.

En la figura 4.55 aparece la perspectiva que se obtiene.

Por otra parte, las matrices:

$$T_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & q \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$T_3 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & r \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

colocan el punto de vista en

$$(0, -1/q, 0) \text{ y } (0, 0, -1/r)$$

y proyectan sobre los planos $y = 0$ y $z = 0$ respectivamente.

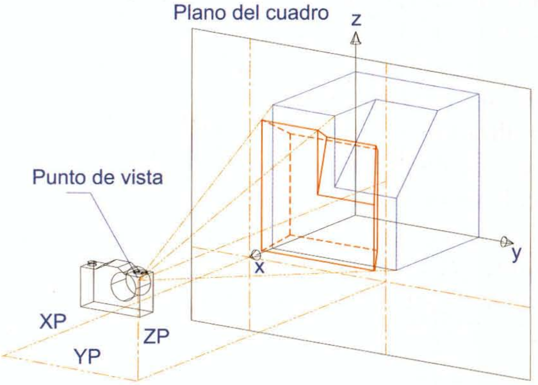


FIGURA 4.55. PROYECCIÓN SOBRE UN PLANO PARALELO AL $X = 0$ DESDE UN PUNTO SITUADO FUERA DEL EJE X.

Estas transformaciones modifican la coordenada homogénea que deja de ser la unidad. Por lo tanto, será preciso normalizar el vector dividiéndolo por el valor de dicha coordenada.

Como parece natural, no siempre se va a elegir una perspectiva cónica que establezca un plano del cuadro paralelo al plano $x = 0$. En general, se tendrá un punto de vista cualquiera en el espacio y la perspectiva cónica se generará proyectando según una dirección arbitraria. De esta forma se definirá un punto de vista genérico (PX, PY, PZ) y un punto de observación (OX, OY, OZ) hacia el que apuntará la cámara y por lo tanto la dirección de la visual.

La forma de obtener las matrices de proyección en este caso es muy similar a la seguida para conseguir las proyecciones ortogonales. En primer lugar se realizará una traslación para situar el origen del nuevo sistema de coordenadas en el punto de observación (*OX, OY, OZ*).

$$T_1 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -OX & -OY & -OZ & 1 \end{pmatrix}$$

El punto de vista tendrá ahora por coordenadas

$$(PX', PY', PZ') = \\ =(PX-OX, PY-OY, PZ-OZ)$$

Seguidamente se realizará un cambio de coordenadas para situar el sistema de coordenadas con el eje x coincidente con la dirección de proyección. Para ello se efectuarán dos giros consecutivos de ángulos γ y β, idénticos a los realizados en la proyección ortogonal, con objeto de situar la dirección de proyección coincidente con el nuevo eje x.

La segunda matriz de transformación será:

$$T_2 = \begin{pmatrix} \cos\beta\cos\gamma & -\operatorname{sen}\gamma & -\operatorname{sen}\beta\cos\gamma & 0 \\ \cos\beta\operatorname{sen}\gamma & \cos\gamma & -\operatorname{sen}\beta\operatorname{sen}\gamma & 0 \\ \operatorname{sen}\beta & 0 & \cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

donde:

$$r = +\sqrt{PX'^2 + PY'^2}$$

$$\tan\gamma = \frac{PY'}{PX'}$$

$$p = \sqrt{PX'^2 + PY'^2 + PZ'^2}$$

$$\tan\beta = \frac{PZ'}{r}$$

Por último, se realizará una proyección cónica desde el punto de vista (p, 0, 0) de matriz:

$$T_3 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & -1/p \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

En la figura 4.56 aparecen representadas distintas perspectivas cónicas cambiando el punto de vista. Para todas ellas se ha elegido distinto punto de vista, y como punto de observación el origen de coordenadas.

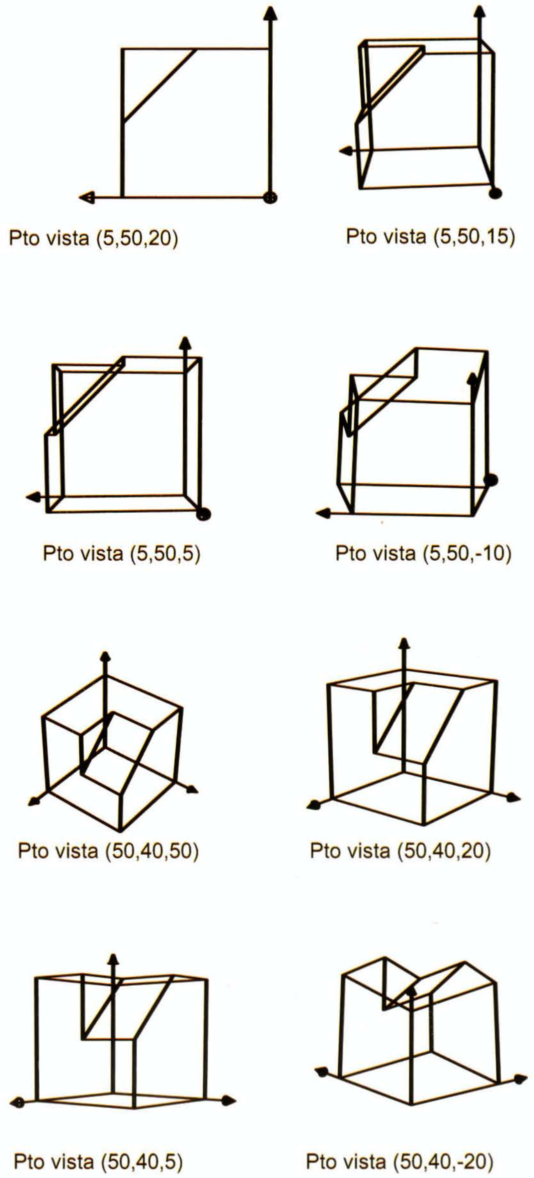


FIGURA 4.56. PERSPECTIVAS CÓNICAS.

Para la implementación de la perspectiva cónica en un programa CAD se usan algoritmos que reproducen el funcionamiento de una cámara fotográfica. Las coordenadas del punto de vista sirven para situar la posición del observador con relación a la pieza. Las coordenadas del punto de observación sirven para dirigir la cámara y definir por lo tanto la orientación de la visual (dirección de proyección). Por último, la situación del plano del cuadro (plano con respecto al que se proyecta) respecto del punto de vista determina el tamaño de la imagen (figura 4.57).

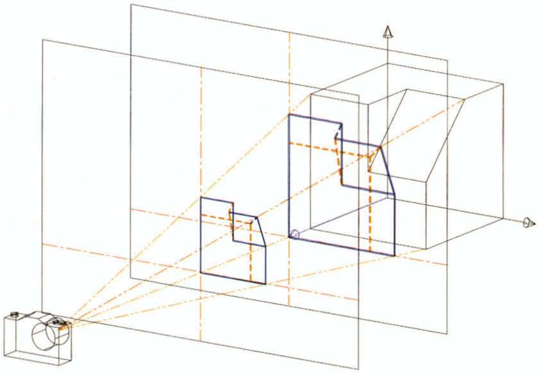


FIGURA 4.57. PROYECCIÓN SOBRE DISTINTOS PLANOS PARALELOS.

La situación del plano del cuadro se realiza simulando el objetivo de una cámara fotográfica (figura 4.58).

En el objetivo de una cámara fotográfica se define la distancia focal como la distancia entre la lente y la película. Para un objeto dado, cuanto menor es la distancia focal de la lente de la cámara, mayor es el campo de visión, determinado por el ángulo α y, por lo tanto, menor se ve el tamaño de la imagen.

El funcionamiento de una perspectiva cónica es equivalente. Para un punto de vista dado y para un objeto situado en una posición determinada, cuanto más alejado está el plano del cuadro (plano sobre el que se proyecta) del punto de vista, el objeto se representará a una escala mayor (figura 4.59), manteniéndose la forma proyectada del objeto.

Sin embargo, si se mantiene la posición del plano de proyección y se acerca o aleja el punto de vista con respecto al cuerpo (figura 4.60), no solamente cambia el tamaño de la proyección de la pieza, sin que se aprecie la distorsión en la forma de la proyección propia de la perspectiva cónica.

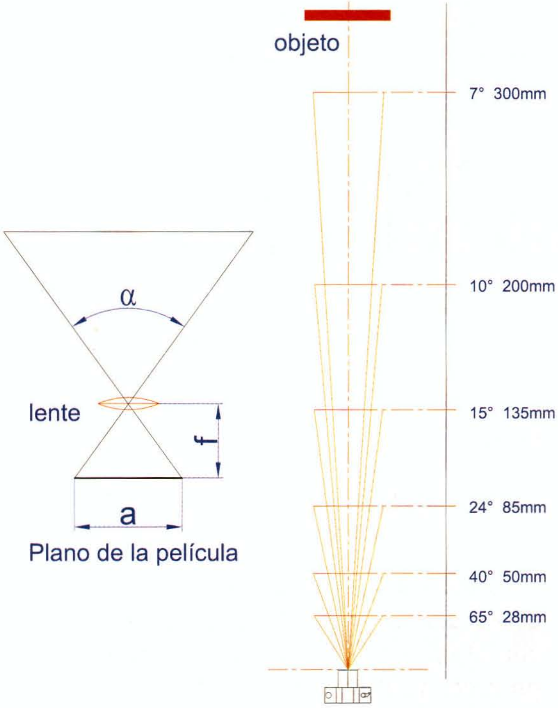


FIGURA 4.58. DISTANCIA FOCAL.

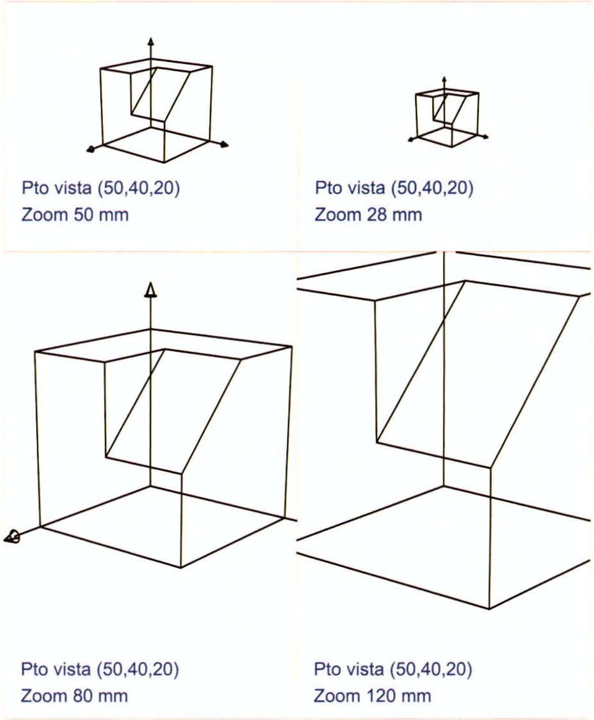


FIGURA 4.59. EFECTO DE LA VARIACIÓN DE DISTANCIA FOCAL (SITUACIÓN DEL PLANO DE PROYECCIÓN).

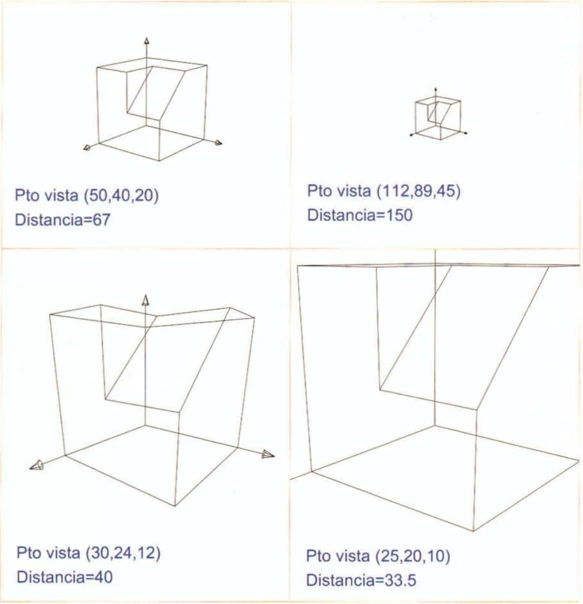


FIGURA 4.60. EFECTO DE LA POSICIÓN RELATIVA ENTRE EL PUNTO DE VISTA Y EL OBJETO.

4.5.4. REPRESENTACIÓN SOBRE SOPORTES FÍSICOS

En informática gráfica se trabaja siempre con dos tipos de coordenadas: las coordenadas universales (o coordenadas de modelo) y las coordenadas de dispositivo.

Las coordenadas transformadas mediante la matriz de proyección se denominan "coordenadas de dispositivo virtual". Sus coordenadas y-z son las que se utilizarán para representar la proyección sobre el dispositivo visualizador. La coordenada x tiene una importancia primordial en algoritmos de eliminación de aristas ocultas, ya que es la que da información acerca de la altura sobre el plano de proyección de cada punto.

Si se quiere representar un cuadrado de lado 10 con centro en el punto (0,100,100), éste tiene cuatro vértices de coordenadas (0, 95,95), (0, 95,105), (0,105,105) y (0,105,95).

Por otra parte, el dispositivo que se utiliza para representar lo dibujado (la pantalla del ordenador o la impresora) tendrá otro tipo de coordenadas físicas. Por ejemplo, una pantalla gráfica representa la información en forma de una matriz de 1.680 × 1.050 puntos (o píxeles) que se encienden o se apagan y que toman un color determinado, con objeto de representar lo que corresponda.

Si queremos que en nuestra pantalla se vea el cuadrado, centrado en ella (figura 4.61), y que tenga un tamaño de forma que la altura de la pantalla sea 2,4 veces el lado del cuadrado, deberemos representar sobre una pantalla de esquina inferior izquierda (0,0) y esquina superior derecha (1.680, 1.050) una ventana de esquina inferior izquierda (81,88) y esquina superior derecha (119, 112). Esto se traduce a una traslación de vector (0,–81, –88), seguida de un escalado general de valor 1.050 × 10/24 = 43,8, seguida de una traslación de valor 43,8 × (0,–81,–88), es decir:

$$\begin{pmatrix} 0 & 95 & 95 & 1 \\ 0 & 95 & 105 & 1 \\ 0 & 105 & 105 & 1 \\ 0 & 105 & 95 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -81 & -88 & 1 \end{pmatrix} =$$

$$= \begin{pmatrix} 0 & 14 & 7 & 1 \\ 0 & 14 & 17 & 1 \\ 0 & 24 & 17 & 1 \\ 0 & 24 & 7 & 1 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} 0 & 14 & 7 & 1 \\ 0 & 14 & 17 & 1 \\ 0 & 24 & 17 & 1 \\ 0 & 24 & 7 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 43,8 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 43,8 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 43,8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} =$$

$$= \begin{pmatrix} 0 & 613 & 307 & 1 \\ 0 & 613 & 745 & 1 \\ 0 & 1051 & 745 & 1 \\ 0 & 1051 & 307 & 1 \end{pmatrix}$$

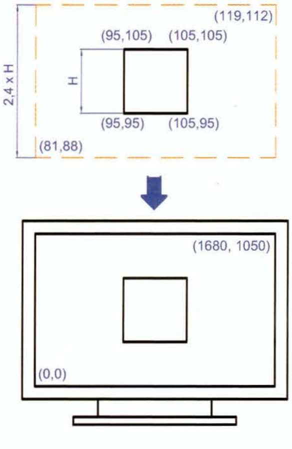


FIGURA 4.61. PASO DE COORDENADAS DE MODELO A COORDENADAS DE PANTALLA.

5

Sistemas de representación

Introducción

Desde los primeros tiempos el hombre ha tenido necesidad de comunicar e intercambiar sus ideas con el resto de la comunidad. Esa necesidad le llevó a emplear representaciones gráficas de ideas simultáneamente con el uso de otros tipos de lenguaje de comunicación. Inicialmente los dibujos que se realizaban eran muy esquemáticos, con trazos que difícilmente se podrían interpretar sin conocer el modo de vida de quienes los habían realizado. Pero el paso del tiempo y la experiencia acumulada fueron haciendo que los dibujos tuvieran una mayor calidad y complejidad.

A medida que el hombre empieza a fabricar objetos e intenta reproducirlos de manera fiable, se va haciendo evidente la necesidad de disponer de una representación completa y fidedigna de los mismos.

En todas estas representaciones, consciente o inconscientemente se ha empleado el concepto de proyección, que es uno de los fundamentales de las técnicas de representación. Este concepto es la base de los sistemas de representación empleados en la Geometría Descriptiva, y cuyo conocimiento es esencial para comprender los fundamentos del Dibujo Técnico.

Dado que el objetivo final de las representaciones es muy variado, puesto que no es lo mismo la representación de un edificio para su construcción que la del terreno sobre el que va a construirse o la de una pieza que lo componga, es necesario emplear en cada caso el tipo de proyección y el sistema de representación más adecuado.

Pero independientemente de la proyección o del sistema de representación que se utilice, la representación de un objeto tiene que cumplir varias premisas: ha de representar completamente el objeto; ha de ser comprendida perfectamente por otras personas con formación suficiente; ha de ser biunívoca, permitiendo construir completamente el objeto a partir de su representación; ha de mostrar las formas y dimensiones reales; y debe ser de ejecución sencilla.

Siempre que se pretende representar una superficie o un cuerpo cuya posición con respecto a otros está determinada, se presenta el problema de cómo poder reducir a dos dimensiones (que son las que tiene el plano en que se va a dibujar) las tres del cuerpo que se va a representar. Este problema lo resuelven los *sistemas de representación*.

En este capítulo se describen los principales sistemas básicos de representación y de las proyecciones, presentándose las características de cada uno, sus principales aplicaciones y sus elementos fundamentales.

5.1. Sistemas de representación

El principal objetivo que persiguen los sistemas de representación es conseguir plasmar en un espacio de dos dimensiones (papel, pizarra, pantalla del ordenador, etc.), la verdadera forma y dimensiones de las superficies y cuerpos reales, que tienen tres dimensiones.

Se denomina *sistema de representación* al conjunto de principios que determinan la representación de un objeto mediante el empleo de proyecciones, y que permiten hacer representaciones planas de objetos en tres dimensiones.

Proyectar geométricamente es trazar líneas rectas desde los puntos de una superficie o elemento geométrico, de acuerdo con determinadas reglas, hasta que se encuentren con la superficie o plano de proyección.

Proyección es la figura que se obtiene en una superficie, generalmente plana (papel), llamada *plano de proyección* o *del dibujo,* al proyectar sobre ella todos los puntos más característicos que componen otra superficie o cualquier elemento geométrico.

Cualquier sistema de representación debe cumplir dos condiciones: ha de ser capaz de representar cualquier elemento y los problemas que el mismo origine, y además debe permitir el procedimiento inverso; es decir, partiendo de la representación, uno debe ser capaz de interpretar e imaginar en el espacio el objeto representado en todos sus detalles. Además, esta representación plana debe ser precisa y exacta, a diferencia de las representaciones artísticas.

Así pues, y resumiendo, se trata de establecer una relación biunívoca entre las formas del espacio y las formas planas.

5.2. Proyecciones

Cualquier objeto situado entre una fuente de luz y un cuerpo o superficie produce una silueta sobre este último. De este modo, si se coloca una caja opaca entre una lámpara encendida y el plano de una mesa clara, se puede apreciar muy fácilmente la silueta (o sombra) creada en el plano de la mesa. El contorno de la silueta es lo que se denomina *proyección.*

En toda proyección existen tres elementos: *centro* o *vértice de proyección*, *líneas de proyección* o *líneas proyectantes* y *plano de proyección*. El centro, vértice de proyección, o punto de vista del observador, es un punto situado en el espacio, y desde el que parten semirrectas en todas las direcciones. Las líneas de proyección son las semirrectas que, partiendo del centro de proyección y pasando por todos los puntos de un objeto situado entre el centro y el plano de proyección, cortan a dicho plano en los puntos de proyección de los correspondientes puntos del objeto. El plano de proyección, plano del cuadro o plano del dibujo, es aquel sobre el que inciden las líneas de proyección determinando puntos que unidos adecuadamente configuran la silueta o proyección del objeto (figura 5.1).

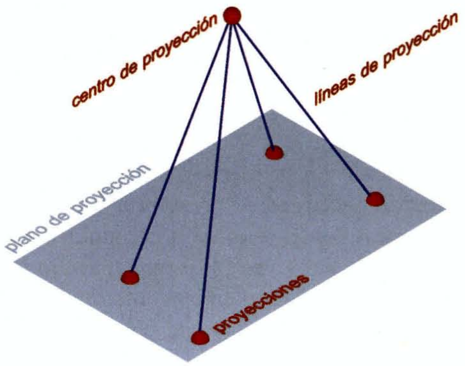


Figura 5.1. Elementos de una proyección.

La proyección de un punto *A* sobre un plano de proyección será el punto *a* de intersección de la línea proyectante que, partiendo del centro de proyección y pasando por dicho punto, corte a dicho plano de proyección (figura 5.2).

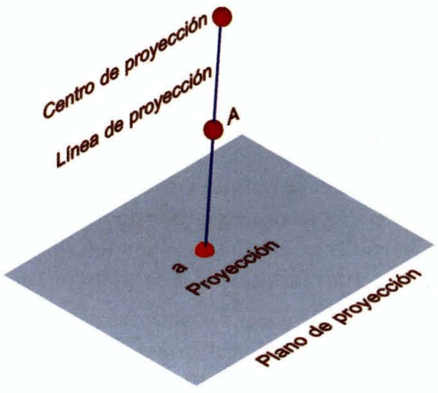


Figura 5.2. Proyección de un punto.

La primera clasificación que se puede establecer entre las proyecciones viene condicionada por la posición del centro de proyección y por la dirección de las líneas de proyección. En función de la posición del centro de la proyección se pueden distinguir dos tipos de proyecciones: *proyección cónica* y *proyección cilíndrica* o *paralela.* La segunda división se establece en función de la dirección de proyección, y así, la proyección cilíndrica se puede clasificar en dos tipos: *ortogonal* y *oblicua*.

Si el centro de proyección, por el que pasan todos los rayos del haz de proyección, es un punto *O* que ocupa una posición fija y definida (punto propio), la proyección se denomina *cónica.*

El nombre de cónica viene determinado porque la superficie generada por las líneas de proyección que parten del vértice y se apoyan en los puntos del objeto que se va a proyectar es una superficie cónica cuya directriz es una curva cualquiera, constituida por la línea cerrada que constituiría el contorno aparente del objeto para un observador situado en el centro *O.*

Dado el punto *O* (centro de la proyección) y el plano *P* (plano de proyección), la proyección cónica de un segmento cualquiera *AB* es el segmento *ab* limitado por los puntos *a* y *b* de intersección de las semirrectas *OA* y *OB* que, partiendo de *O* pasan por *A* y *B* hasta cortar a *P* en *a* y en *b* (figura 5.3).

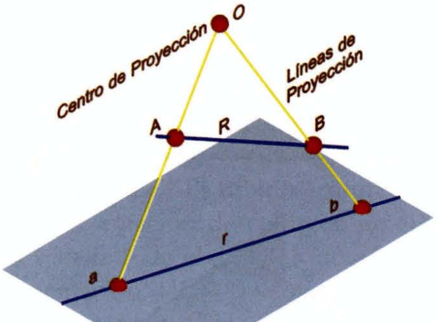


FIGURA 5.3. PROYECCIÓN CÓNICA.

Si el centro de proyección se asocia al infinito, desde él parten las semirrectas proyectantes que se apoyan en todos los puntos de un objeto que se interpone en su camino, y cuando alcanzan un plano de proyección y lo cortan crean una silueta que permite apreciar su forma. En este caso el centro de proyección es un punto *O* que ocupa una posición situada en el infinito, o bien lo suficientemente alejada de los otros dos elementos de la proyección como para poderlo considerar situado en el infinito (punto impropio), de modo que el haz de rayos proyectantes es paralelo a una dirección dada (dirección de observación o de proyección) y, por tanto, todas las líneas proyectantes son paralelas. Esta proyección se denomina *cilíndrica* (figura 5.4).

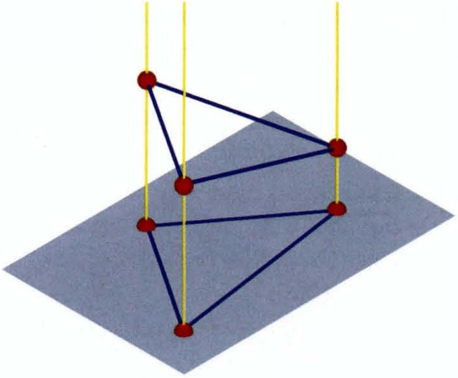


FIGURA 5.4. PROYECCIÓN CILÍNDRICA.

El nombre de cilíndrica viene determinado porque la superficie generada por las líneas de proyección que parten del *centro* y se apoyan en los puntos del objeto que se va a proyectar es una superficie cilíndrica de vértice impropio, cuya directriz es la línea cerrada que constituiría el contorno aparente del objeto para un observador situado en el centro *O* (en el infinito, en definitiva).

Dado el punto *O* (centro de la proyección) y el plano *P* (plano de proyección), la proyección cilíndrica de un segmento cualquiera *AB* es el segmento *ab* limitado por los puntos *a* y *b* de intersección de las semirrectas *OA* y *OB* que, partiendo de *O,* pasan por *A* y *B* hasta cortar a *P* en *a* y en *b*.

Si para el haz de rayos paralelos (líneas proyectantes) el ángulo que forman las líneas proyectantes con el plano de proyección es distinto a 90°, la proyección cilíndrica se denomina *oblicua* (figura 5.5), y si es perpendicular al plano de proyección, se denomina *ortogonal* (figura 5.6).

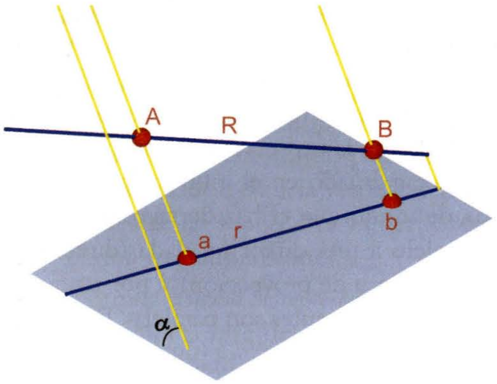


FIGURA 5.5. PROYECCIÓN CILÍNDRICA OBLICUA.

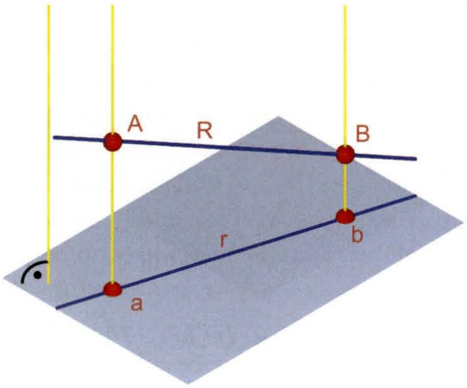


FIGURA 5.6. PROYECCIÓN CILÍNDRICA ORTOGONAL.

5.3. TIPOS DE SISTEMAS DE REPRESENTACIÓN

Seguidamente se presentan los distintos sistemas de representación y se señalan las principales características de cada uno de ellos, así como sus principales aplicaciones.

5.3.1. SISTEMA DIÉDRICO

La representación en sistema diédrico tiene la ventaja de la sencillez de ejecución, ya que es el sistema de representación que necesita un menor número de operaciones gráficas para definir completa e inequívocamente la forma y las dimensiones reales de cualquier objeto. Por contra, el empleo del sistema diédrico exige unos conocimientos específicos y una experiencia, tanto para representar una forma como para interpretar lo representado, que han de ser adquiridos previamente, puesto que además del hecho de que las proyecciones son distintas a la imagen obtenida al observar directamente el objeto, existen una serie de convenciones que pretenden simplificar la representación, que han de conocerse para poder desarrollar el trabajo correctamente.

El sistema diédrico es un sistema que utiliza la proyección cilíndrica ortogonal sobre planos de proyección perpendiculares entre sí, que son los planos principales de proyección, abatiéndolos posteriormente sobre el plano de dibujo.

En la figura 5.7 aparece el principio básico de proyección de un punto *A* sobre los tres planos de proyección, obteniéndose *a, a'* y *a"*, y su posterior abatimiento sobre el plano de dibujo.

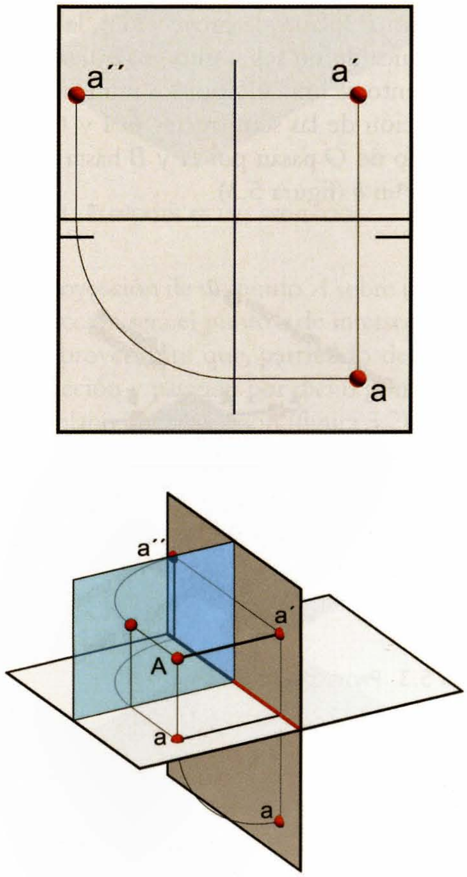


FIGURA 5.7. PUNTO *A* EN SISTEMA DIÉDRICO.

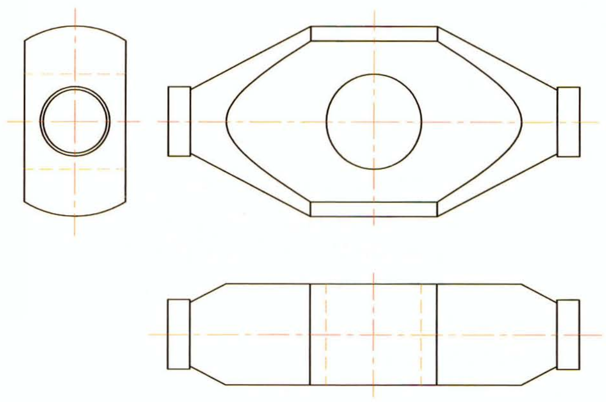


Figura 5.8. Pieza en sistema diédrico.

Es el sistema más empleado en dibujo industrial y en planos porque da una representación del objeto sin deformarlo. En la figura 5.8 aparece un ejemplo de representación de una pieza utilizando tres proyecciones en sistema diédrico.

Dada la importancia de este sistema de representación, este sistema se verá con mucho más detalle en el capítulo siguiente.

5.3.2. Sistema de planos acotados

También llamado *sistema acotado*, este sistema de representación se basa en una única proyección cilíndrica ortogonal sobre un plano horizontal con la indicación de la altura o cota. Aunque este sistema es valido para la representación de cualquier cuerpo, tiene su aplicación principal en la representación de grandes extensiones, donde las dimensiones verticales son pequeñas con relación a las horizontales, y por tanto las proyecciones verticales resultan confusas y poco útiles. El dibujo arquitectónico, con la representación de cubiertas de edificaciones, y sobre todo el dibujo topográfico, para la representación del terreno con sus accidentes y modificaciones, son las aplicaciones más importantes de este sistema de representación.

Fundamentos y definiciones

En la figura 5.9 se muestran los elementos del sistema de planos acotados. El *plano de proyección* se considera horizontal. La *dirección de proyección* es perpendicular al plano de proyección. Los puntos *A, B* y *C* en el espacio se representan por sus proyecciones sobre el plano y la letra que representa el punto con la indicación de la cota del punto entre paréntesis *a*(27), *b*(–31) y c(0). Se denomina *cota* o *altura* a la distancia del punto en el espacio al plano de proyección.

A los puntos que están por encima del plano de proyección se les asigna una cota o altura positiva, y a los que están por debajo negativa. En dibujo topográfico la cota positiva se denomina *altitud,* la negativa *sonda,* y a la diferencia de cotas (considerando el signo) entre dos puntos *desnivel.* En el dibujo topográfico la indicación de la cota no suele ir entre paréntesis.

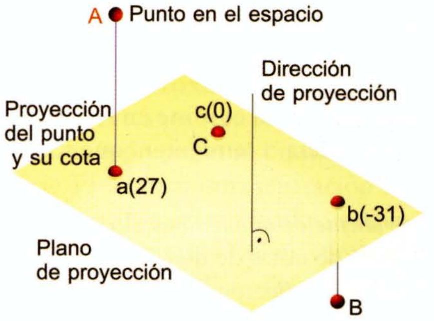


Figura 5.9. Elementos fundamentales del sistema acotado.

En el dibujo industrial, donde prevalece la representación de cuerpos mecánicos, la unidad mayoritariamente empleada es el milímetro (o la pulgada en países anglosajones). En el sistema de planos acotados, dado que se emplea normalmente para representar grandes elementos, la unidad de cota suele ser otra, normalmente el metro. Indicar qué unidad de cota se está empleando es *imprescindible.*

La indicación de la escala de la proyección es también necesaria (como en cualquier sistema de representación). En las operaciones geométricas que se realizan en el sistema de planos acotados, se asume que la escala a la que se representan las cotas es *igual* que la de la proyección. Sin embargo, también es habitual utilizar diferentes escalas en horizontal y en vertical.

La representación del punto en sistema de planos acotados se realiza simplemente con su punto proyección, seguido de la indicación de su cota entre paréntesis, como ya se ha dicho. Para definir una recta es necesario conocer dos de sus puntos. En sistema acotado una recta *R*, que pasa por los puntos *A* y *B*, se representa por su recta proyección *r* que pasa por las proyecciones de dos de sus puntos *a(8)* y *b(3)*. En la figura 5.10 se ve la representación de varias rectas.

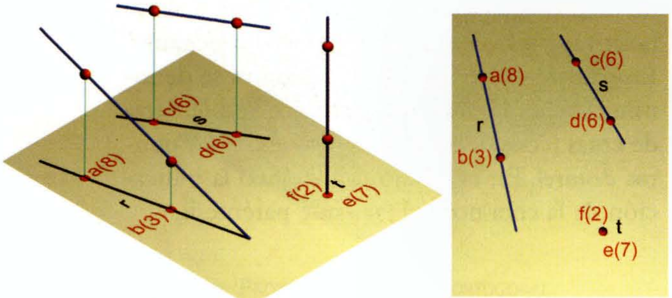


FIGURA 5.10. REPRESENTACIÓN DE PUNTOS Y RECTAS.

Graduar una recta consiste en hallar los puntos de cota entera o semientera que sean necesarios.

La *pendiente de una recta* es el cociente entre la diferencia de cotas de dos puntos y la distancia entre las proyecciones horizontales de esos dos puntos. La pendiente coincide con la tangente del ángulo que forma la recta con el plano horizontal. El *módulo* o *intervalo* de la recta es la longitud de la proyección horizontal que hay entre dos puntos, cuya diferencia de cotas es la unidad 1. Numéricamente (expresando las longitudes en unidades de cota) el intervalo tiene un valor inverso a la pendiente.

En sistema acotado, un plano *P* se representa por la traza *P*, recta intersección con el plano horizontal, y por la *recta* R *de máxima pendiente del plano,* recta del plano que forma el mayor ángulo posible con el plano horizontal. La traza del plano y la recta de máxima pendiente de un plano son perpendiculares entre sí. Al ser la traza horizontal, las proyecciones de la traza y de la recta de máxima pendiente también son perpendiculares. En la figura 5.11 se ve un plano *P* con su traza y la recta de máxima pendiente *r*. Esta última se representa en proyección mediante una línea doble. También se ve en la figura que la recta de máxima pendiente se ha graduado y que por cada punto de cota entera se han trazado rectas horizontales del plano con diferencia de cota 1. Estas rectas paralelas a la traza son de gran utilidad para el cálculo en sistema acotado.

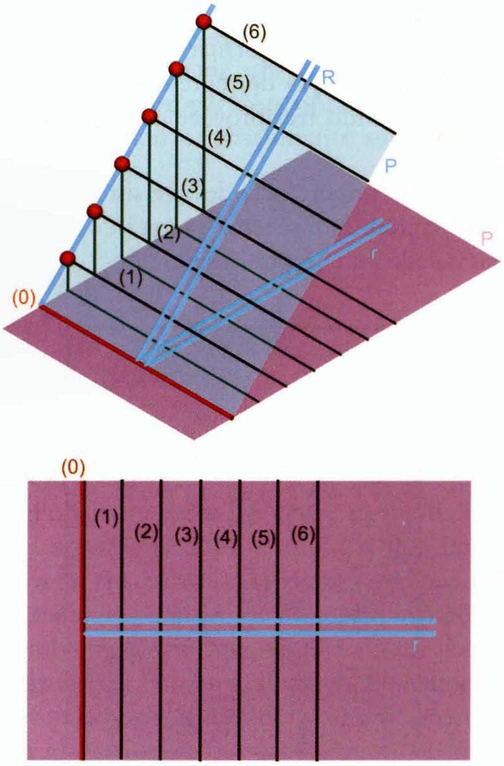


FIGURA 5.11. REPRESENTACIÓN DE UN PLANO.

En un plano también se definen su pendiente y su intervalo, los cuales coinciden con los de su recta de máxima pendiente.

La recta de intersección de dos planos se calcula con las horizontales de cada plano de la misma cota. Donde se corten, se determinan los puntos de la intersección. En la figura 5.12 se tienen los planos *P* y *Q* con sus rectas de máxima pendiente graduadas y las correspondientes horizontales. Por donde se cortan las horizontales de la misma cota pasa la intersección *r*.

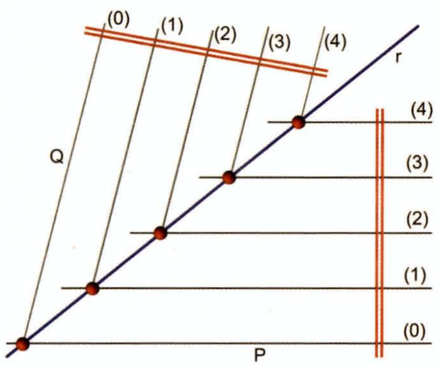


FIGURA 5.12. INTERSECCIÓN DE DOS PLANOS.

En la figura 5.13 se muestran tres planos *P*, *Q* y *M*, y las tres posibles rectas de intersección *r*, *s* y *t*. Estas tres rectas se cortan en un único punto *x*, que es el punto de intersección de tres planos. Si algunos de los planos son paralelos entre sí, o bien los tres son paralelos a una misma recta, no habrá punto de intersección, sino dos o tres rectas de intersección paralelas.

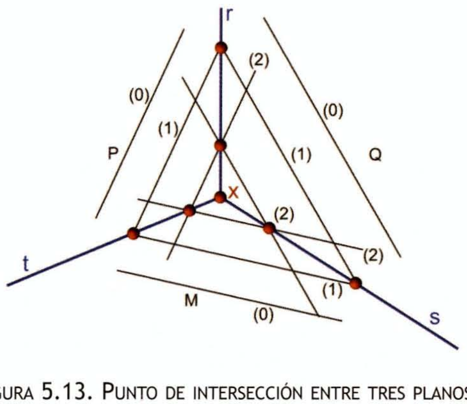


FIGURA 5.13. PUNTO DE INTERSECCIÓN ENTRE TRES PLANOS.

Dibujo topográfico

El dibujo topográfico tiene como finalidad representar el terreno. Por la gran irregularidad del terreno la representación exacta es imposible. Por ello se debe escoger un método aproximado que cumpla algunos requisitos, como que pueda determinar la cota de cualquier punto y la inclinación de líneas y superficies y que permita interpretar de una forma sencilla la forma y los accidentes del terreno.

Si la extensión del terreno que se tiene que representar es lo suficientemente reducida para que la curvatura de la tierra no afecte, el sistema de planos acotados es el idóneo para la representación topográfica utilizando el sistema de *curvas de nivel*. Este sistema consiste en cortar el terreno con una serie de planos horizontales y equidistantes, como se ve en la figura 5.14. Cada uno de esto planos produce con el terreno una curva de intersección horizontal denominada *de nivel* por estar toda a la misma cota.

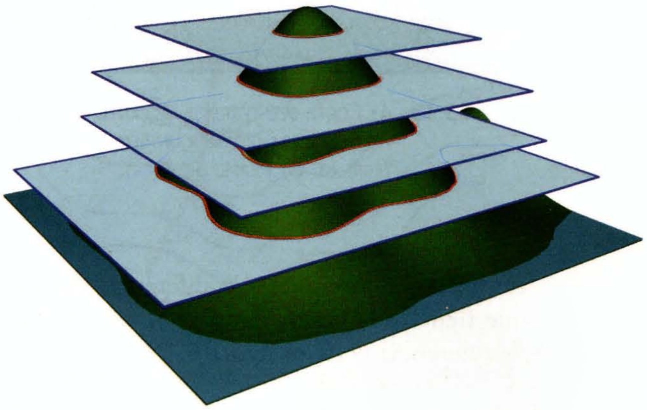


FIGURA 5.14. CORTE DEL TERRENO MEDIANTE PLANOS HORIZONTALES EQUIDISTANTES.

A continuación se proyectan las curvas de nivel sobre el plano del dibujo, con la indicación de la cota próxima a la curva de nivel. Cuanto más cercanos sean los planos que se utilicen, con más precisión se podrá representar la superficie. Para una misma separación entre planos, los terrenos más escarpados estarán representados por curvas de nivel más apretadas, y los terrenos más suaves y llanos por curvas más separadas.

También se suelen realizar cortes del terreno mediante planos verticales para obtener el *perfil* vertical del terreno (figura 5.15).

Un perfil es la línea de intersección que produce un plano vertical al cortar el terreno. Para la obtención de un perfil se tienen que abatir los puntos de intersección del plano vertical con las curvas de nivel. En la figura 5.16 se ha obtenido el perfil *A-S* producido por el plano *P*. La traza del plano *P* corta las curvas de nivel en los puntos *a-s*. Por cada uno de estos puntos se traza una perpendicular y se lleva una

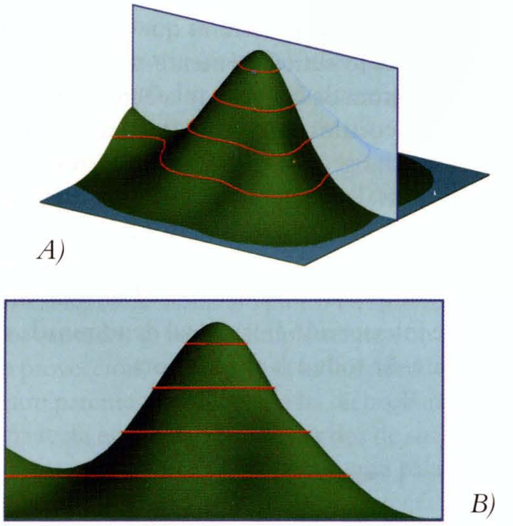


FIGURA 5.15. *A)* CORTE DEL TERRENO MEDIANTE UN PLANO VERTICAL PARA OBTENER UN PERFIL DEL TERRENO. *B)* PERFIL OBTENIDO.

cantidad proporcional a la diferencia de cotas que tiene cada punto con respecto a una cota de referencia (710 en figura 5.16).

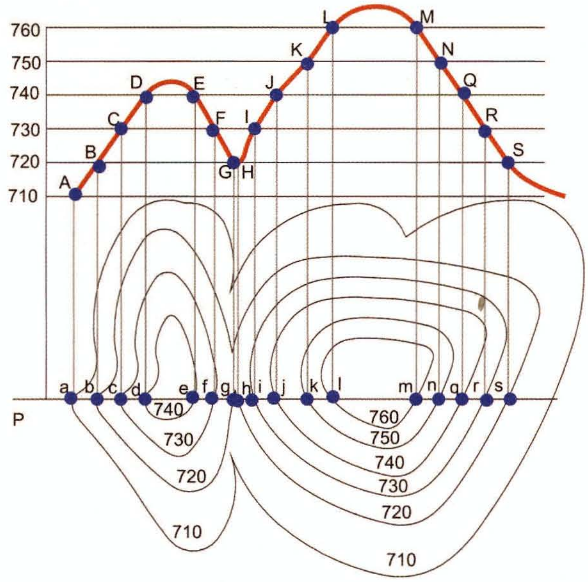


FIGURA 5.16. OBTENCIÓN DE UN PERFIL.

Se denomina *equidistancia* a la distancia vertical constante entre los planos que producen las curvas de nivel. En la representación más habitual de los planos topográficos las curvas de nivel se trazan en línea fina continua, y no se indica la cota en todas las curvas, sino cada 5 o 10 curvas, dibujadas éstas en trazo grueso (curvas directoras). En las zonas del terreno donde se necesite más precisión que la que produce la equidistancia general del plano se utilizan curvas de altitud intermedia, dibujadas en trazo fino discontinuo y denominadas *curvas intercalares.*

La escala vertical que se utiliza para el perfil suele ser diferente de la escala horizontal a la que está representado el plano topográfico. En todo caso, si son diferentes, se debe indicar por escrito o gráficamente, como en la figura 5.16.

En los perfiles se ve claramente que curvas de nivel muy juntas indican un terreno muy pendiente, y que curvas de nivel separadas indican terrenos poco inclinados.

Los elementos o *accidentes* más característicos son, por un lado la *depresión, valle o sima*, que es un hundimiento del terreno, y la *elevación, cumbre o monte,* que es una protuberancia del terreno (figura 5.17). Una depresión se reconoce porque las curvas de nivel de cota más alta envuelven a las de cota más baja, y una elevación porque las de cota más baja envuelven a las de cota más alta.

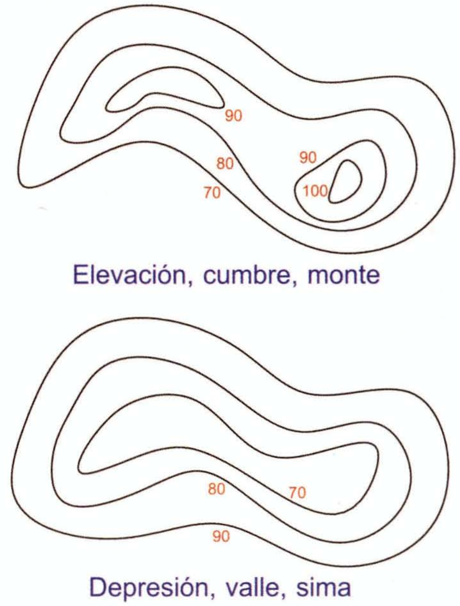


FIGURA 5.17. ELEVACIÓN Y DEPRESIÓN.

A una porción del terreno que se puede asimilar a una zona más o menos plana (por haber pocos cambios de pendiente y curvatura) se denomina *vertiente*. Por ejemplo, las laderas de una montaña son vertientes. La unión de dos ver-

tientes determina dos formas características de terreno, como son la *divisoria de aguas* y la *vaguada* (figura 5.18). La divisoria se produce cuando dos vertientes se unen formado una zona convexa, de forma que las aguas de lluvia tienden a alejarse de la divisoria, escurriendo por cada vertiente. Una vaguada es la unión de dos vertientes formando una zona cóncava (un valle) que recoge las aguas.

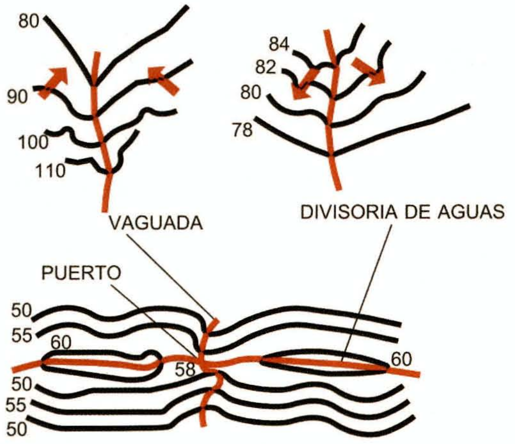


FIGURA 5.18. VAGUADA, DIVISORIA Y PUERTO.

Otra configuración importante se produce entre dos montañas de una cordillera. El punto de paso más bajo para atravesar la cordillera se denomina *puerto*. Un puerto se encuentra en la confluencia de vaguadas y divisorias, como se ve en la figura 5.18.

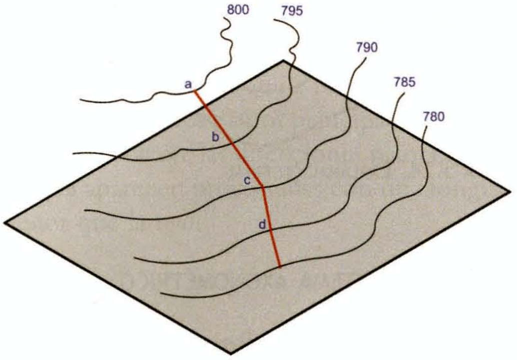


FIGURA 5.19. LÍNEA DE MÁXIMA PENDIENTE DE UN TERRENO.

Así como en un plano, la línea de máxima pendiente es una recta perpendicular a las horizontales del plano, las superficies topográficas son irregulares, y tienen líneas de máxima pendiente que son curvas perpendiculares a las curvas de nivel. En las figuras 5.19 y 5.20 se ha determinado la línea de máxima pendiente de un terreno a partir de un punto *a* trazando la tangente a la curva de nivel por el punto *a* y después la perpendicular a la tangente por el punto *a*; esta perpendicular corta a la siguiente curva de nivel en un punto *b*, y se repite el proceso sucesivamente.

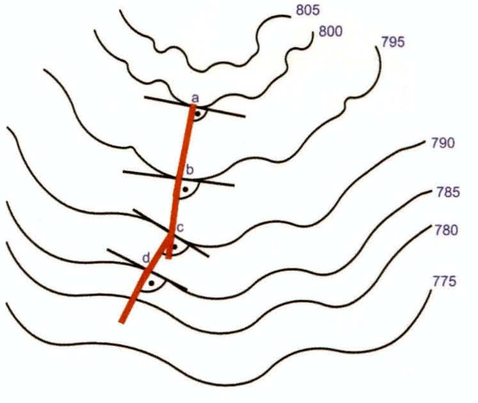


FIGURA 5.20. LÍNEAS DE MÁXIMA PENDIENTE DEL TERRENO.

Aplicación a movimiento de tierras

Para la realización de construcciones civiles es necesario explanar el terreno realizando un movimiento de tierras. Por ejemplo, y como se ve en la figura 5.21, para construir la parcela rectangular y horizontal a una cota de 35 es necesario eliminar el terreno que esté por encima de esa cota, y por otro lado hay que rellenar el terreno también por debajo de esa cota. Se llama *desmonte* al lugar de donde se saca terreno; *terraplén* es la zona donde hay que aportar terreno.

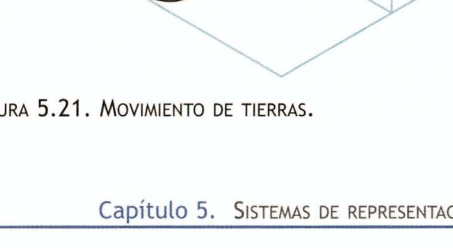


FIGURA 5.21. MOVIMIENTO DE TIERRAS.

Para determinar la zona de desmonte o de terraplén es necesario saber qué zonas del terreno original están por encima o por debajo del terreno que se quiere conseguir. Una forma muy clara de ver esto es mediante un perfil, como se puede ver en la figura 5.22.

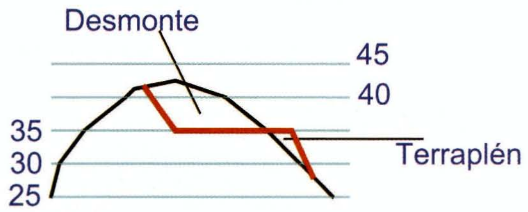


FIGURA 5.22. PERFIL DE UN MOVIMIENTO DE TIERRAS.

Tanto cuando se hace desmonte como cuando se hace terraplén, las superficies laterales o *taludes* no son verticales por el problema de desprendimiento o desmoronamiento, sino inclinadas. Para determinar el movimiento de tierras es necesario, pues, calcular la intersección de la superficie de talud con el terreno al que se va a aplicar.

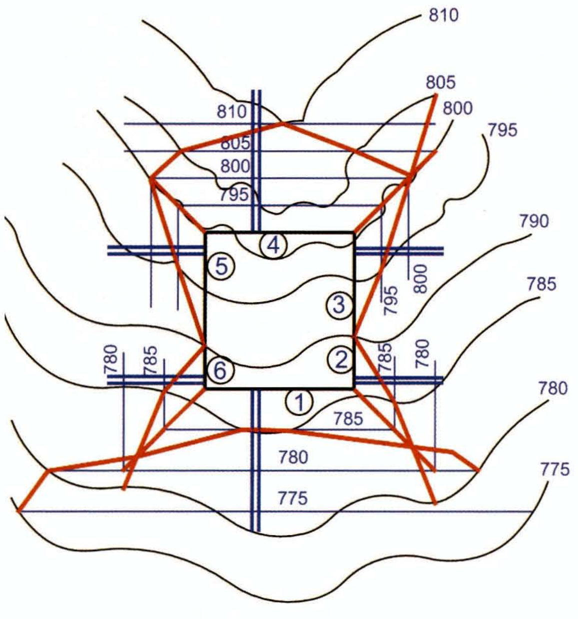


FIGURA 5.23. EXPLANACIÓN COMPLETA.

En la figura 5.23 se observa una explanación completa donde se han utilizado como taludes superficies planas. Se trata de conseguir una parcela rectangular horizontal a una cota de 790 m. Se puede observar que la curva de nivel de 790 corta a la parcela en dos puntos. A partir de ese corte, las curvas de nivel de cota menor indican una zona de aporte de terreno o terraplén, y las curvas de nivel de cota mayor indican una zona de extracción de material o desmonte. La pendiente de los taludes de desmonte es en este caso mayor que la de los taludes de terraplén, como muestra la mayor separación de las horizontales del plano en la zona de terraplén. Aunque la parcela tiene sólo cuatro lados, dado que hay dos con dos partes que pertenecen una a desmonte y otra a terraplén, se tienen en total seis planos diferentes, numerados y rodeados con un círculo en la figura 5.23. La solución del movimiento de tierras exige calcular la intersección de todos estos planos con el terreno y de los planos entre sí.

En la figura 5.24 puede verse la forma final del movimiento de tierras, distinguiendo entre la zona de desmonte y la de terraplén.

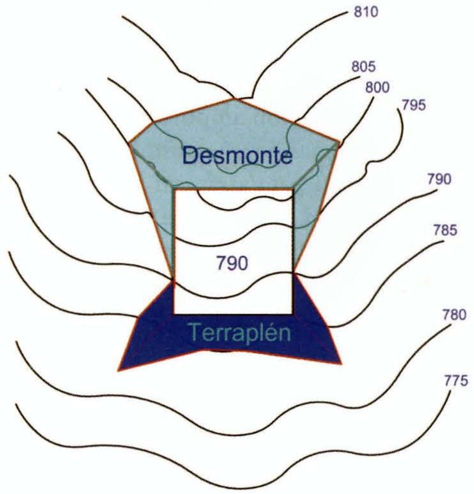


FIGURA 5.24. EXPLANACIÓN FINAL.

5.3.3. SISTEMA AXONOMÉTRICO

Los dos sistemas anteriores, diédrico y acotado, permiten representar objetos y cuerpos y realizar sobre ellos cálculos geométricos y mediciones de una forma muy precisa y rápida. Sin embargo, a pesar de las indudables cualidades de los sistemas anteriores, tienen el grave inconveniente de ser poco o muy poco intuitivos.

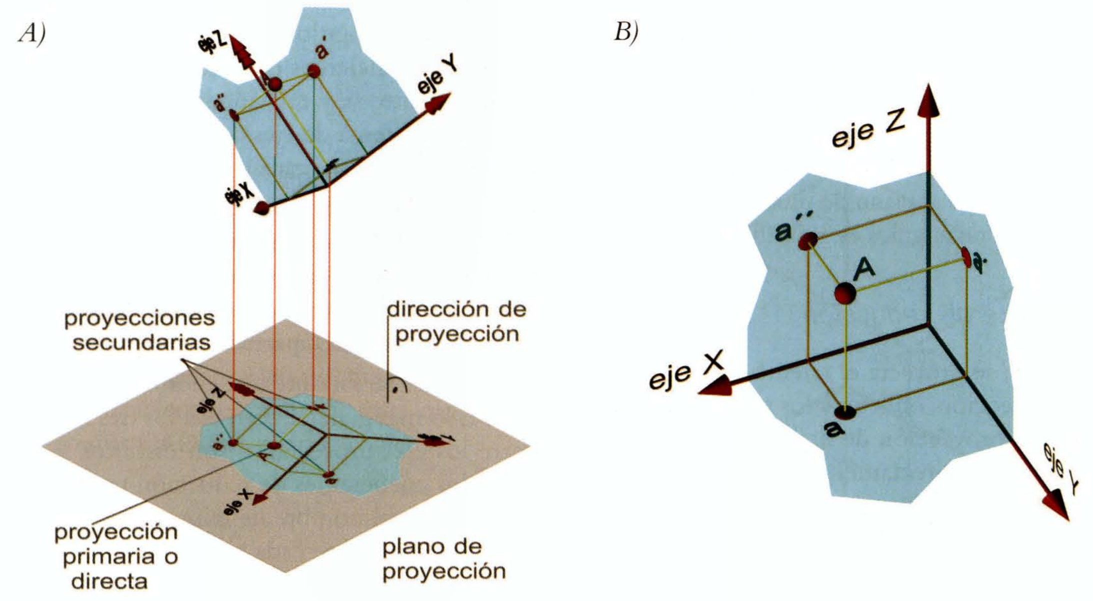


FIGURA 5.25. PROYECCIÓN AXONOMÉTRICA. *A)* PROYECCIÓN DE UN TRIEDRO EN EL ESPACIO SOBRE UN PLANO DE PROYECCIÓN. *B)* RESULTADO DE LA PROYECCIÓN.

Para representar un cuerpo de forma que de un golpe de vista se tenga una imagen espacial completa e intuitiva se emplean los sistemas de representación *axonométrico* y *cónico*. Las representaciones de estos sistemas que permiten ver las tres dimensiones de un objeto en el plano se denominan *perspectivas*.

El sistema axonométrico está indicado para cuerpos, objetos o conjuntos de tamaño pequeño o medio, situados a media distancia, en los que no tiene importancia la deformación óptica natural. Es ideal para las perspectivas de piezas mecánicas.

Se basa en una proyección cilíndrica ortogonal donde la dirección de proyección es oblicua respecto de los planos principales de la pieza. Por esta razón, las direcciones principales de la pieza aparecen proyectadas con una longitud menor que la real.

Fundamentos y definiciones

El sistema axonométrico se basa en una proyección cilíndrica ortogonal de un triedro trirrectángulo sobre un plano de proyección arbitrario, distinto de los tres planos coordenados (figura 5.25A).

En la figura 5.25B aparece el resultado de la proyección realizada, representándose el sistema de ejes *OXYZ* con el punto *A* y sus proyecciones *a, a'* y *a"*, y se ha proyectado todo ortogonalmente sobre un plano de proyección cualquiera. Sobre este plano se han obtenido las proyecciones de los ejes *OXYZ*, la proyección directa del punto *A* y las proyecciones de *A (a, a'* y *a")*, denominadas proyecciones secundarias.

Las direcciones de proyección sobre cada plano definido por el sistema de coordenadas son perpendiculares a dicho plano y forman un paralelepípedo de aristas perpendiculares paralelas a los ejes. La longitud de cada una de estas aristas se corresponde con los valores de las coordenadas del punto *A* con respecto al sistema de ejes coordenado *OXYZ*.

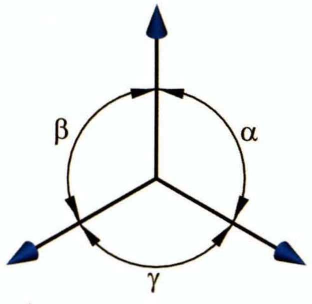


FIGURA 5.26. ÁNGULOS ENTRE EJES PROYECTADOS.

Los ejes proyectados forman ángulos entre sí, de valor α entre *X-Z*, β entre *Z-Y* y γ entre *Y-X*. Aunque los valores de estos ángulos pueden ser en principio cualesquiera dependiendo de la orientación que en el espacio pueda tomar el sistema de ejes con respecto al plano de proyección, la suma de los anteriores ángulos es 360° (figura 5.26).

Coeficiente de reducción

Cuando se proyecta el triedro sobre el plano de proyección, oblicuo a los tres ejes, la longitud de la proyección de un eje es menor que aquella medida directamente sobre el eje, según se puede ver en la figura 5.27. La relación existente entre la longitud del eje real y la del proyectado corresponde al coseno del ángulo que forma el eje con su proyección. A la relación existente entre la longitud de la proyección y la longitud sobre un eje se le denomina *coeficiente de reducción* de ese eje.

FIGURA 5.27. COEFICIENTES DE REDUCCIÓN DE LOS EJES.

Los tres coeficientes de reducción R_x, R_y y R_z están restringidos por la relación

$$R_x^2 + R_y^2 + R_z^2 = 2$$

Tanto los ángulos entre ejes proyectados como los coeficientes de reducción están relacionados entre sí, y relacionados con la orientación del sistema de ejes coordenado mediante relaciones geométricas.

Dependiendo de la orientación del sistema de ejes coordenados, se pueden obtener tres variantes del sistema axonométrico, según el número de coeficientes de reducción distintos que se tenga. En la figura 5.28 aparecen algunas de ellas.

La primera variante se denomina *trimétrica*. Es el caso más general, y en ella los tres ángulos entre los ejes proyectados son distintos y, por tanto, los coeficientes de reducción también lo son. Por eso el nombre de trimétrico: tres medidas distintas sobre cada eje.

La segunda variante se denomina *dimétrica*. Tiene dos de los ángulos entre ejes proyectados iguales y el tercero distinto, y coeficientes de reducción iguales en dos ejes. El tercer eje forma ángulos iguales con los otros dos, pero tiene un coeficiente de reducción distinto. El nombre de dimétrico proviene de dos medidas distintas, una para un eje y otra para los otros dos.

Cuando los tres ejes coordenados forman el mismo ángulo con el plano de proyección se obtiene la *isométrica*, con los tres ejes proyectados formando ángulos entre sí de 120°. Los tres coeficientes de reducción son iguales.

El valor del coeficiente de reducción que se aplica a los tres ejes se puede deducir de la relación de suma de cuadrados anterior. Así, para la isométrica resulta:

$$R_x^2 + R_y^2 + R_z^2 = 3 \times R_x^2 = 2$$

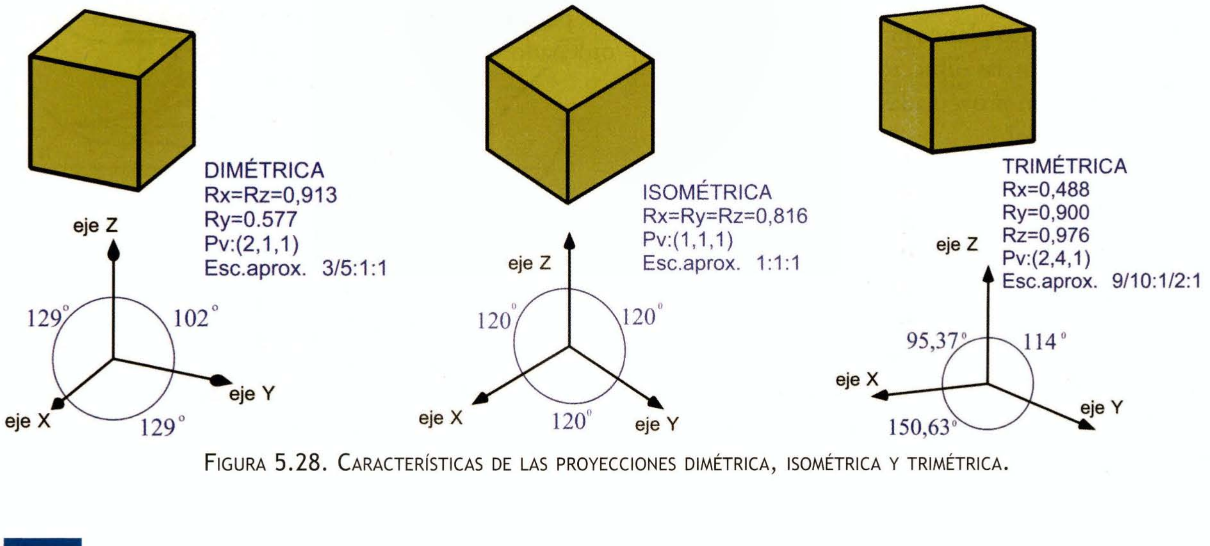


FIGURA 5.28. CARACTERÍSTICAS DE LAS PROYECCIONES DIMÉTRICA, ISOMÉTRICA Y TRIMÉTRICA.

de donde:

$$R_x = R_y = R_z = \sqrt{\frac{2}{3}} = 0{,}816$$

En la figura 5.28, debajo del nombre de perspectiva y del valor de los coeficientes de reducción, aparecen las coordenadas del vector que indica la dirección de proyección y la relación de escalas axonométricas para cada eje. La dirección de proyección es el dato más importante cuando se realizan perspectivas en sistema CAD, porque permite establecer el punto de vista con el que los sistemas CAD proyectan los objetos.

Sistema isométrico

La perspectiva axonométrica isométrica es la más sencilla en trazado, ya que tiene igual escala en todos los ejes. Veamos el proceso necesario para construir la perspectiva isométrica del cuerpo representado en la figura 5.29.

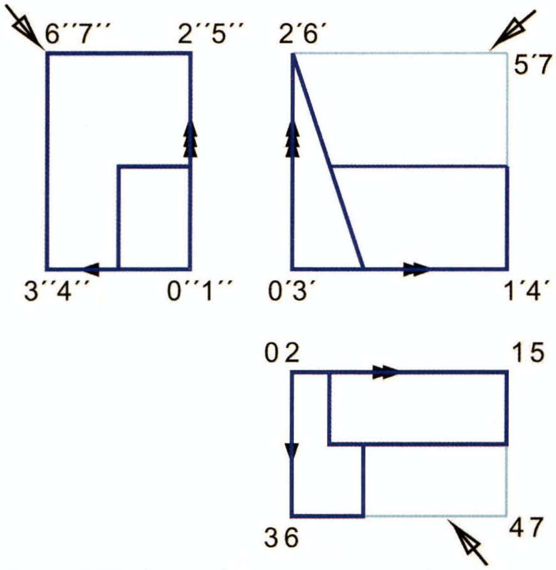


FIGURA 5.29. ASIGNACIÓN DE EJES Y PARALELEPÍPEDO ENVOLVENTE.

El primer paso es centrar la perspectiva en el papel del plano. Para ello se debe construir el paralelepípedo envolvente del cuerpo (figura 5.30).

En primer lugar, se sitúa el origen *0*, comprobando las medidas de anchura, altura y profundidad de la pieza, y centrándolo con respecto al papel según se puede ver en la figura 5.30.

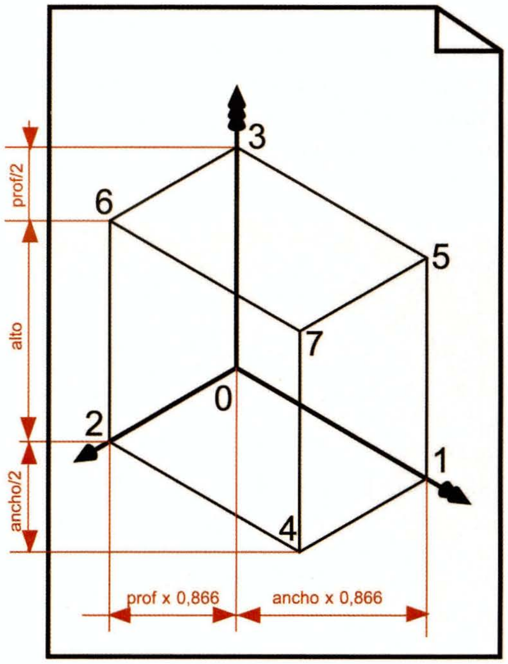


FIGURA 5.30. CENTRADO DE PERSPECTIVA.

Seguidamente se comienza a trazar la perspectiva, trasladando puntos de la pieza desde las vistas a la perspectiva, situándolos por coordenadas siguiendo las tres direcciones isométricas. En primer lugar se escogen una serie de puntos de la pieza, siguiendo un determinado orden. En la figura 5.31 se han representado sobre los planos de proyección las tres proyecciones (planta, alzado y vista lateral) de la pieza. El criterio de selección ha sido trazar la perspectiva desde dentro hacia fuera.

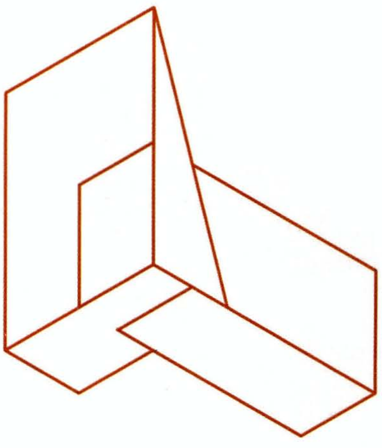


FIGURA 5.31. TRAZADO DE LOS PRIMEROS PUNTOS EN LA PERSPECTIVA.

A partir de este primer punto se llevan otros a la perspectiva siguiendo direcciones paralelas a los ejes, tanto en las vistas como en la perspectiva (figura 5.32), aprovechando que el paralelismo se mantiene en las perspectivas axonométricas.

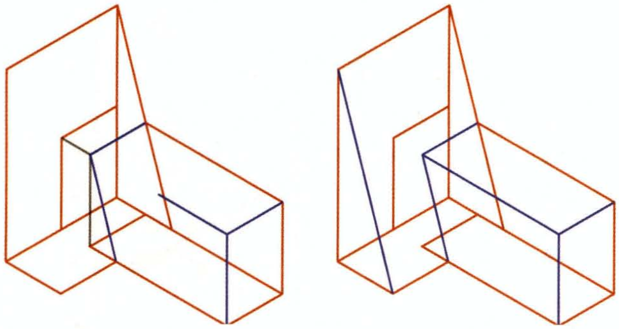


FIGURA 5.32. MÁS PUNTOS EN PERSPECTIVA, EN DOS FASES.

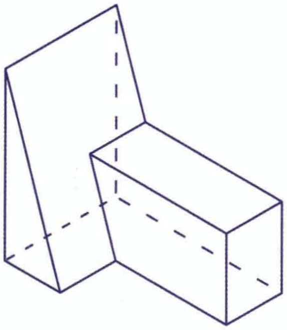


FIGURA 5.33. ZONAS PREFERENTES EN UNA PERSPECTIVA.

En todo caso, se debe tener en cuenta que las rectas que en vista no son paralelas a las direcciones principales no van a ser tampoco paralelas en la perspectiva, y que los *ángulos* en perspectiva se deforman.

Trazados todos los puntos y segmentos que constituyen la perspectiva de una pieza queda el remate final. Éste consiste en eliminar las líneas auxiliares utilizadas y separar las zonas vistas de las ocultas, dibujando estas últimas con líneas discontinuas de trazos (figura 5.33).

Elipses isométricas

En los cuerpos y objetos que normalmente se representan es habitual que aparezcan elementos circulares, agujeros, cilindros, etcétera, por lo que es necesario saber cómo representar una circunferencia en sistema isométrico sin coeficiente de reducción.

Empecemos en primer lugar con las circunferencias paralelas a los planos coordenados, como las que aparecen en la figura 5.34. El diámetro de las circunferencias será el mismo que la arista del cubo.

Si los puntos *A, P* y *D* son los centros de las circunferencias que corresponden al alzado, la planta y la vista lateral derecha, respectivamente, los puntos del 1 al 9 corresponden a diáme-

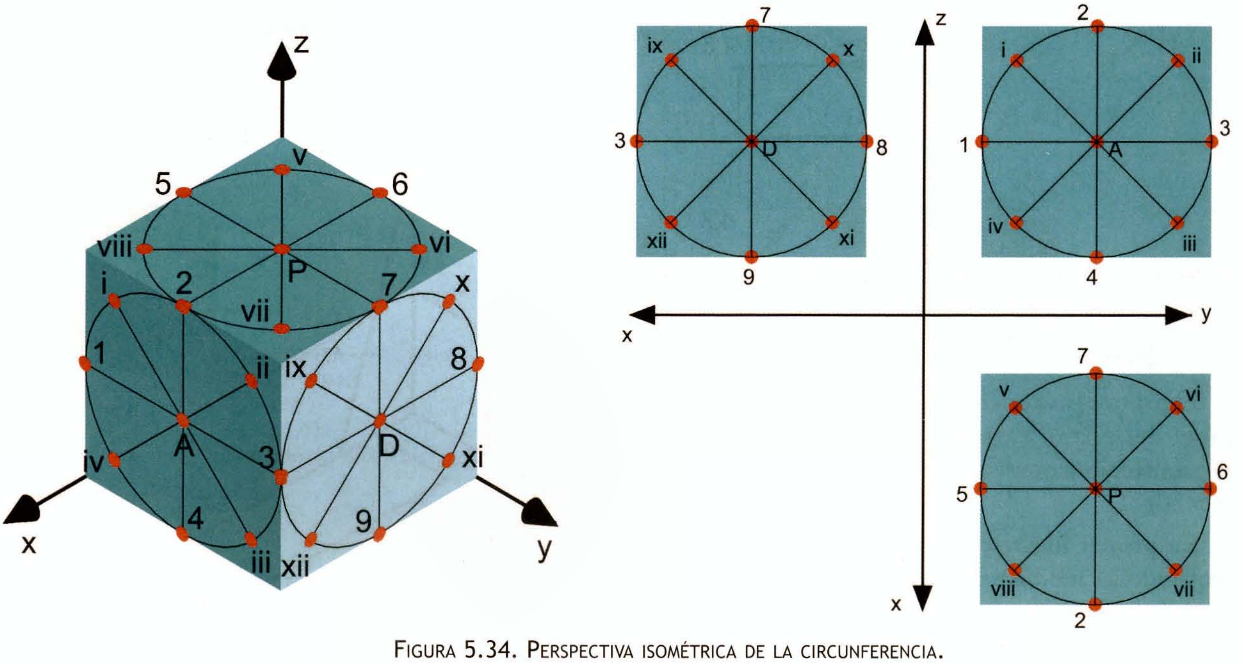


FIGURA 5.34. PERSPECTIVA ISOMÉTRICA DE LA CIRCUNFERENCIA.

tros perpendiculares de las citadas circunferencias, que son paralelos a las aristas del cubo. Estos puntos se corresponden también con los de tangencia de las circunferencias con las aristas.

La perspectiva isométrica de los cuadrados que constituyen las caras del cubo es un rombo. La circunferencia inscrita en cada cuadrado, que era tangente a los lados del mismo, se convierte en una elipse inscrita dentro del rombo, siendo tangente a los lados del mismo en los correspondientes puntos del 1 al 9.

Lo que en las vistas diédricas eran diámetros perpendiculares de las circunferencias, se convierten en diámetros conjugados de las elipses en la perspectiva. Las tres elipses de la perspectiva de la figura 5.34 son iguales entre sí en tamaño y forma (excentricidad), y varían en que están giradas unas con respecto a las otras. En la figura 5.35 aparecen las proporciones de una elipse isométrica. Si no se utiliza coeficiente de reducción, el valor de los diámetros conjugados, que son paralelos a los ejes coordenados, es el mismo que el del diámetro de las circunferencias.

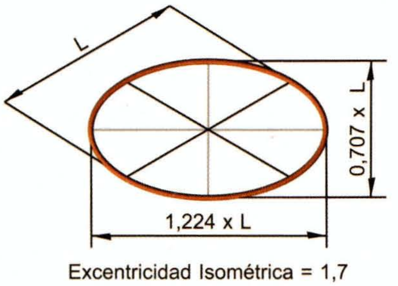


FIGURA 5.35. ELIPSE ISOMÉTRICA.

Para el trazado de estas elipses existen en el mercado plantillas de elipses isométricas (figura 5.36), en las que está indicado el valor de los diámetros conjugados en milímetros. Orientando las direcciones de los diámetros conjugados de la plantilla con los ejes de la perspectiva se traza la elipse de manera muy sencilla. Existen dos tipos de plantilla: una para elipses de pequeño tamaño, en la cual están dibujadas las elipses enteras, y otro para elipses de gran tamaño, en la que éstas están por cuartos o mitades.

Como ejemplo de aplicación práctica se puede realizar la perspectiva de la figura 5.37 correspondiente a un cilindro. En primer lugar se busca el tamaño adecuado de la elipse, que viene indicado por el valor de su diámetro conjugado expresado en milímetros. Haciendo coincidir los ejes isométricos con las marcas de los diámetros conjugados de la plantilla se tiene correctamente situada la elipse para su trazado.

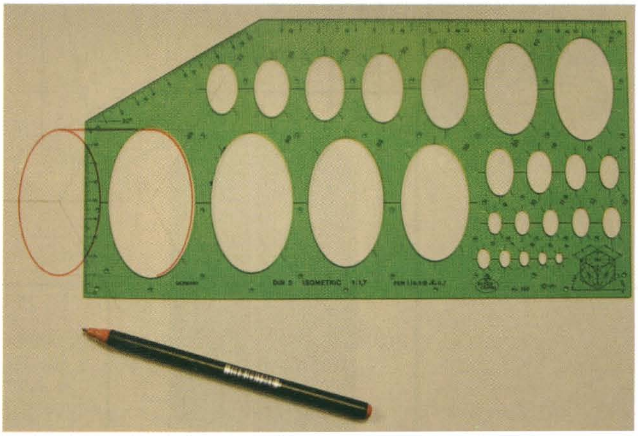


FIGURA 5.36. PLANTILLAS DE ELIPSES ISOMÉTRICAS.

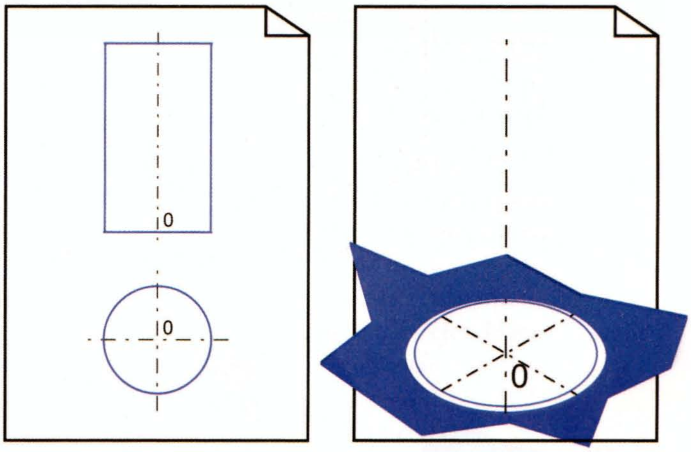


FIGURA 5.37. TRAZADO DE ELIPSES ISOMÉTRICAS CON PLANTILLAS.

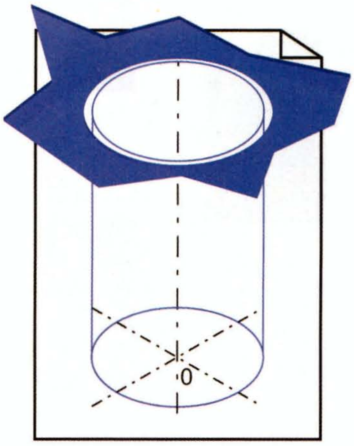


FIGURA 5.38. TRAZADO DE LA BASE SUPERIOR.

En la figura 5.38 se ha trazado la elipse que corresponde a la base superior y las líneas del contorno del cilindro, que han de ser tangentes a ambas bases.

Por último, es necesario eliminar las aristas ocultas y dibujar los ejes de simetría y de revolución (figura 5.39).

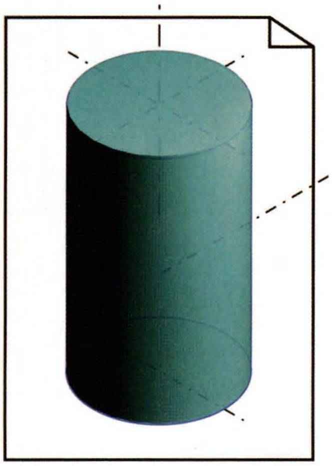


FIGURA 5.39. PERSPECTIVA DEL CILINDRO TERMINADA.

Elipses no isométricas

Cuando las circunferencias no están en planos paralelos a los principales, no se proyectarán como elipses isométricas.

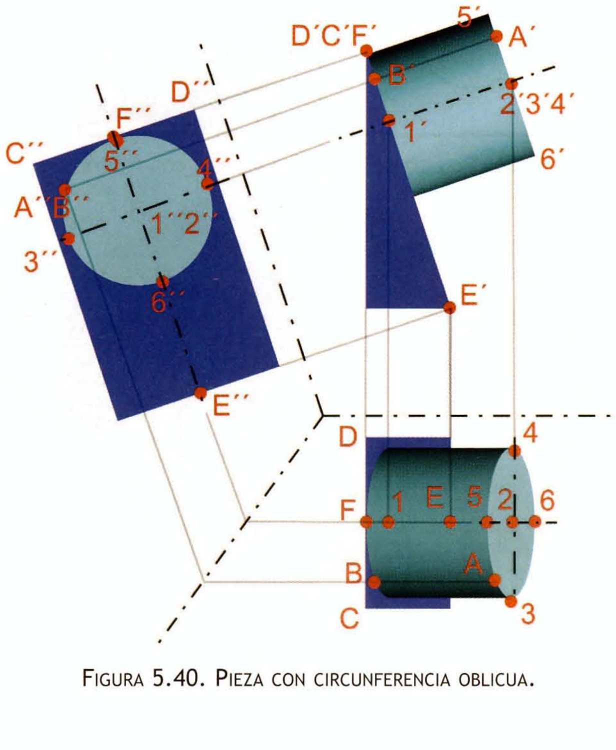


FIGURA 5.40. PIEZA CON CIRCUNFERENCIA OBLICUA.

Para el trazado de estas elipses en la perspectiva el procedimiento más sencillo es el traslado por coordenadas de los puntos de las circunferencias.

En la figura 5.40 se muestra una pieza cuya base tiene forma de cuña y en cuyo plano inclinado está situado un cilindro. Las bases de este cilindro son circunferencias oblicuas a los planos de proyección.

Una vez centrada la perspectiva en el papel, se construye la perspectiva de la parte en forma de cuña de la pieza, que no presenta ninguna dificultad (figura 5.41). A continuación se van a situar los puntos 1 y 2, que son los centros de las bases inferior y superior del cilindro, respectivamente.

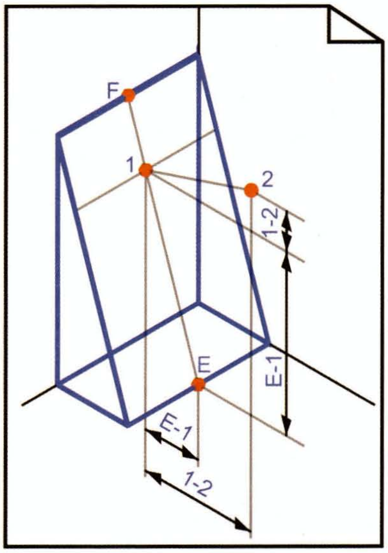


FIGURA 5.41. COLOCACIÓN DE LOS CENTROS DE LAS BASES DEL CILINDRO.

Para ello, en primer lugar se traza la línea *EF* que une los puntos medios de las aristas superior e inferior, y que es paralela a las aristas inclinadas. Seguidamente, se puede tomar de las vistas diédricas la distancia entre el punto *E* y el punto 1, y llevar esta distancia a la perspectiva. De esta forma se consigue tener representado en la perspectiva el punto 1.

Una vez situado el punto 1, el punto 2 se sitúa tomando en las vistas las distancias en horizontal y vertical entre ambos puntos y llevándolas a la perspectiva.

En la figura 5.42 se tienen situados ya los puntos 1 y 2 y se van a situar los puntos 6 y 4, extremos de los ejes de la elipse de la base del cilindro. Uno de estos ejes ha de ser horizontal, paralelo a la arista *CD,* y el otro perpendicular al anterior y paralelo a la línea *EF.*

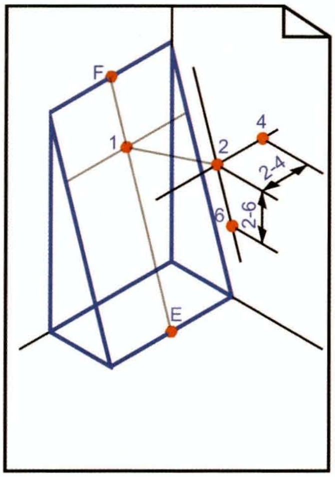


FIGURA 5.42. TRAZADOS DE LOS EJES DE LA CIRCUNFERENCIA OBLICUA.

Para situar los puntos 4 y 6 se llevan las correspondientes distancias en horizontal y vertical a la perspectiva (figura 5.42). El punto 2 es el centro de la elipse que se quiere dibujar, y los puntos 4 y 6 pertenecen a esta elipse. Por tanto, son simétricos con respecto al punto 2, es decir los puntos 3 y 5 también pertenecerán a ella.

Para conseguir puntos adicionales (como por ejemplo el *A*), es necesario llevarlos por coordenadas a partir del centro. Para situar el punto *A* (figura 5.43) se mide en el alzado la distancia vertical entre el punto 2 y el punto *A*, se lleva esta distancia a la perspectiva, a partir de la cual se traza una recta horizontal paralela a 3, 4 y sobre ésta se lleva la distancia horizontal entre 2 y *A*.

Repitiendo el proceso anterior las veces que sea necesario se puede conseguir la precisión deseada en el trazado de la elipse, que siempre se acabará con una plantilla de curvas.

Para el trazado de la elipse correspondiente a la base inferior cuyo centro es 1, no es necesario llevar puntos por coordenadas, sino que, a partir de los puntos de la base superior, se desplazan una distancia igual a la que hay entre los puntos 1 y 2.

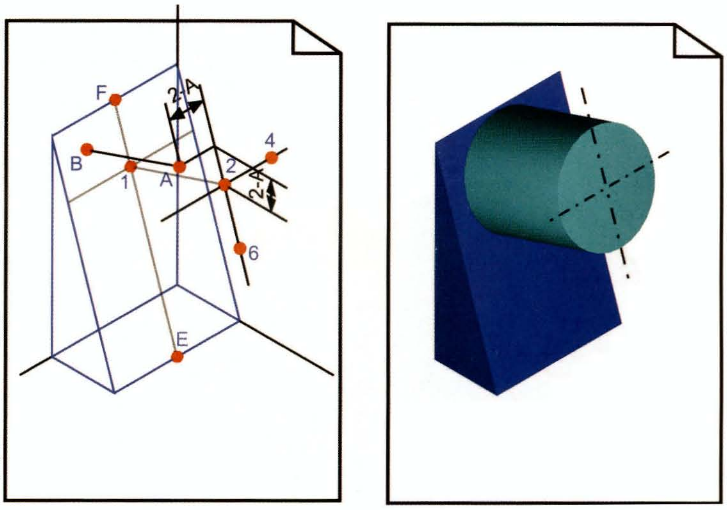


FIGURA 5.43. TRAZADO DE PUNTOS ADICIONALES DE LA ELIPSE Y ACABADO FINAL.

Intersecciones en perspectiva

Para calcular el trazado en perspectiva de una intersección se dispone de dos métodos. El primero sería el habitual de trasladar puntos de las vistas diédricas a la perspectiva a través de sus coordenadas o distancias paralelas a los ejes. El segundo método consiste en la utilización de planos auxiliares (figura 5.44).

La figura 5.44 corresponde a una pieza formada por un cilindro vertical y un cilindro horizontal de menor diámetro. Para calcular su intersección se trazan planos paralelos a los ejes de los cilindros. En este caso, los dos ejes están orientados paralelamente al plano del alzado, y por tanto se utilizarán planos *P* paralelos al alzado.

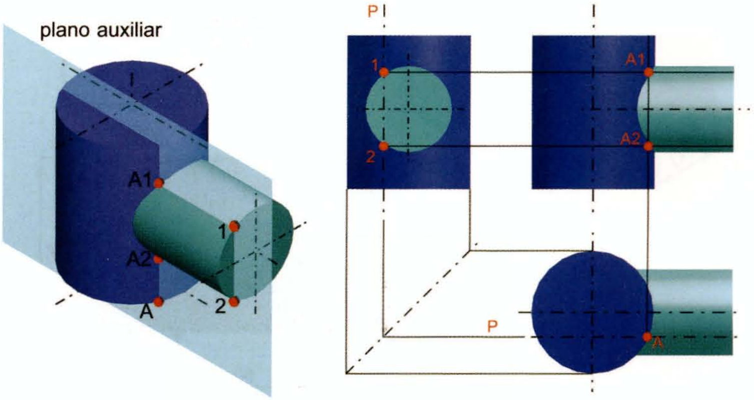


FIGURA 5.44. PERSPECTIVA DE LA INTERSECCIÓN.

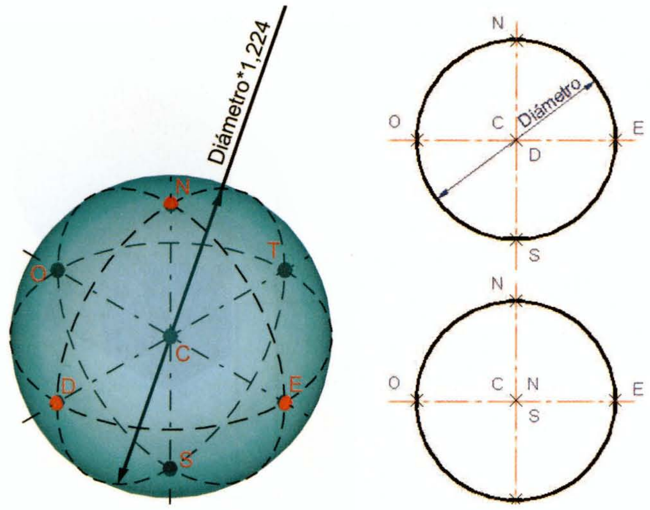


Figura 5.45. Representación de una esfera en isométrico.

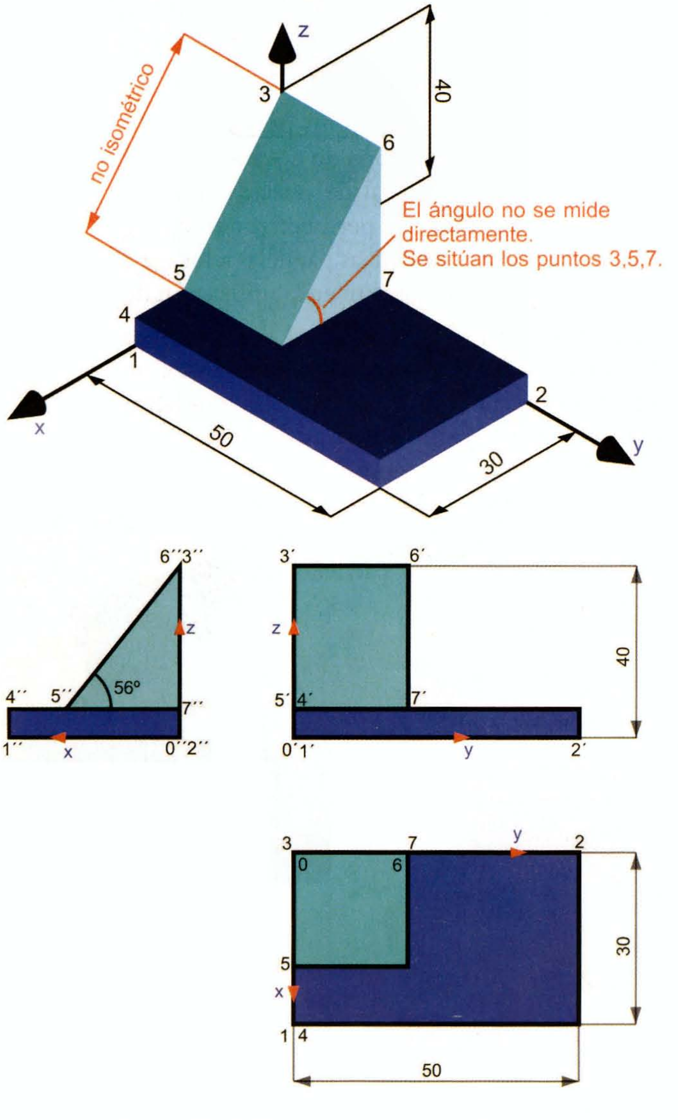


Figura 5.46. Paso de isométrico a diédrico.

Un plano *P* corta a cada cilindro según las generatrices del mismo, dado que *P* es paralelo al eje del cilindro. En la figura 5.44, en las vistas diédricas y en la perspectiva, se ve cómo el plano *P* produce en el cilindro vertical una generatriz denominada *A*, y sobre el cilindro horizontal dos generatrices denominadas 1 y 2. Donde se cortan las generatrices de cada cilindro pertenecientes a un mismo plano se obtienen puntos de la intersección de ambos cilindros. Así, la intersección de la arista *A* del cilindro vertical con las aristas 1 y 2 del cilindro horizontal, producen los puntos *A*1 y *A*2 de la intersección.

Perspectiva isométrica de una esfera

La proyección isométrica de una esfera es una circunferencia envolvente de todas las secciones circulares de la esfera, y en particular de las secciones que producen los tres planos isométricos que pasan por su centro. En la representación isométrica, el diámetro del círculo de contorno aparente de la esfera es 1,224 veces el diámetro de la misma, que será uno de los diámetros conjugados (NS, EO o DT) de las secciones producidas por los planos isométricos (figura 5.45).

Medición sobre perspectiva isométrica

Para pasar las medidas de un modelo en perspectiva isométrica a sus correspondientes vistas diédricas, son necesarias unas pocas y simples reglas.

En primer lugar, se deben asignar unos ejes isométricos al modelo, con su origen en uno de los puntos del mismo. Por ejemplo, en la figura 5.46 se han colocado estos ejes en el punto *0*, con el eje *Z* orientado en el sentido de la altura, el eje *Y* en el sentido de la anchura y el eje *X* en el sentido de la profundidad.

Estos mismos ejes se hacen corresponder con las vistas diédricas. En primer lugar se sitúa el origen *0* en las vistas que se vayan a dibujar, que en este caso son: alzado, planta y vista lateral derecha. Como en el alzado se ven la altura y la anchura de la pieza, le corresponderán los ejes *Z* e *Y*. En la planta se ve la anchura y la profundidad, y corresponden a esa vista los ejes *Y* y *X*. Finalmente, a la vista lateral derecha le corresponden los ejes *Z* y *X*.

Una vez representados los ejes tanto en perspectiva como en las vistas, se pueden ir tomando medidas siguiendo las direcciones de los ejes. Así, la distancia entre el punto *0* y el punto 3 es paralela al eje *Z* y mide 40 mm, y se puede situar esta distancia en las vistas de alzado y lateral derecha directamente. Este proceso se puede repetir entre todos los puntos que estén conectados mediante rectas que sean paralelas a los ejes.

Sin embargo, esta toma de medida directa no se puede realizar entre puntos unidos por una recta no isométrica (no paralela a los ejes isométricos). En la figura 5.46 la longitud entre los puntos 5 y 3 no puede ser medida directamente, sino que hay que situar primeramente los puntos en las vistas y allí tomar la medida.

Con los ángulos ocurre lo mismo. No se puede realizar la medida directamente sobre la perspectiva. Así, en la figura 5.46 el ángulo que forma el plano inclinado que pasa por los puntos 5 y 3 se debe medir en la vista lateral derecha una vez llevados los puntos.

El error más habitual en el paso de isométrica a vistas diédricas es el de tomar medidas entre dos puntos que están en diferentes planos paralelos a los principales.

Un ejemplo de esto último se ve en la figura 5.47, donde se pretende tomar la distancia que en anchura y altura hay entre los centros 1 y 2 de los cilindros de la pieza.

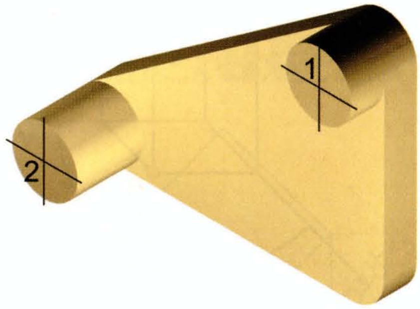


FIGURA 5.47. TOMA DE MEDIDA ENTRE PUNTOS PERTENECIENTES A DISTINTOS PLANOS.

Si se toman estas medidas paralelamente a la dirección de la anchura y a la dirección de la altura sobre la perspectiva se obtendrá una medida incorrecta. Ello es debido a que no se han considerado las diferentes profundidades *P*1 y *P*2 de los cilindros, de manera que los puntos 1 y 2 no están en un mismo plano paralelo al alzado. El efecto de esta toma incorrecta de medidas se puede observar gráficamente en la figura 5.48, donde se obtienen piezas diferentes.

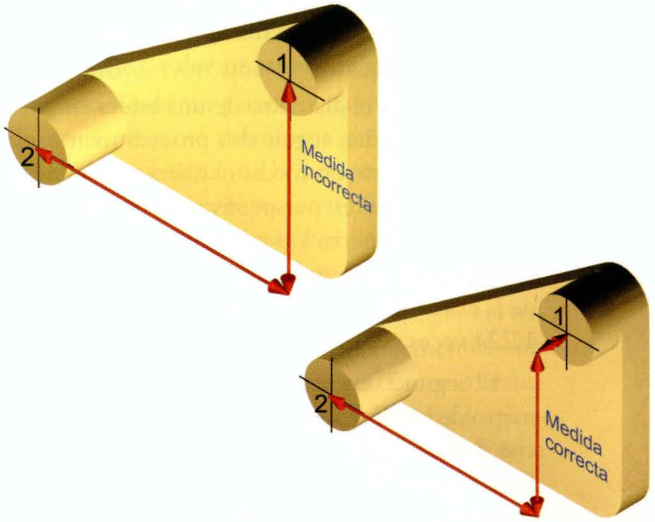


FIGURA 5.48. MEDIDAS CORRECTAS E INCORRECTAS ENTRE PUNTOS PERTENECIENTES A DISTINTOS PLANOS.

Para medir diámetros, si se dispone de los ejes dibujados sobre el modelo, la medición del diámetro de las correspondientes circunferencias es muy sencilla, realizándose sobre los ejes trazados sobre la elipse, que siguen la dirección de los ejes isométricos, y tomando la medida directamente (figura 5.49).

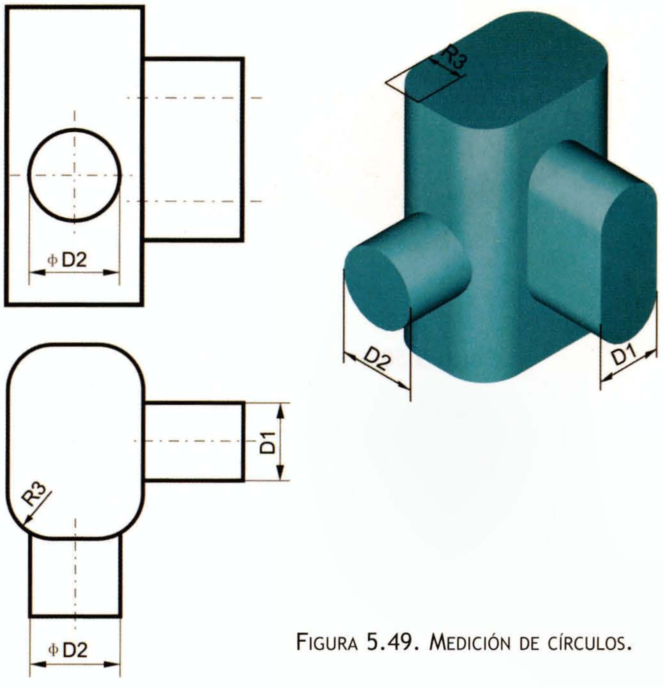


FIGURA 5.49. MEDICIÓN DE CÍRCULOS.

Si no están dibujados los ejes, se trazan tangentes paralelas a los ejes isométricos sobre el arco de elipse del que se quiere obtener el valor del diámetro, buscando inscribirla en un cuadrado en isométrico. Por los puntos de tangencia se vuelven a trazar paralelas a los ejes, que harán la vez de los diámetros de la elipse, y se podrá medir entonces su valor.

Para medir el diámetro de una esfera en perspectiva se pueden seguir dos procedimientos. El primero consiste en medir el diámetro de la circunferencia que en perspectiva representa a la esfera. Si la perspectiva está realizada sin tener en cuenta el coeficiente de reducción, el diámetro de la circunferencia que representa a la esfera será 1,224 veces el diámetro de la esfera en el espacio.

El segundo método consiste en medir el diámetro de las elipses que representan a circunferencias de la esfera producidas por planos que pasan por el centro de la esfera (en este caso el centro de la esfera y de la elipse coinciden). En la figura 5.50 la semiesfera que está apoyada en la base se puede medir de esta manera, y en la esfera que es tangente al cilindro se puede obtener el valor de su diámetro midiendo el del cilindro.

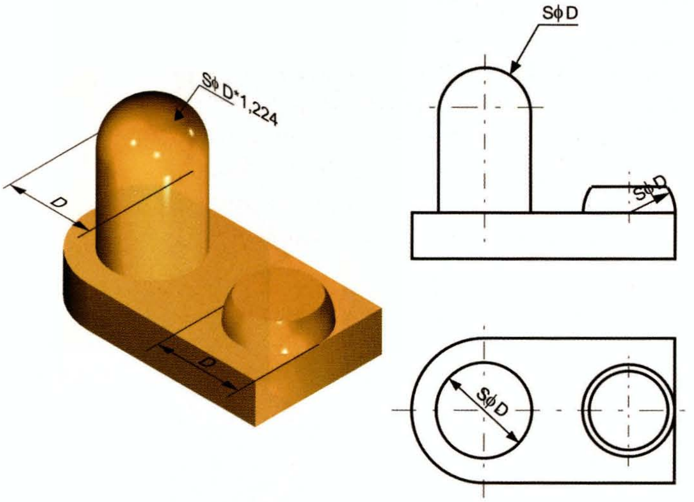


FIGURA 5.50. MEDICIÓN DE ESFERAS.

5.3.4. PERSPECTIVA CABALLERA

La perspectiva caballera es un caso particular de axonometría oblicua que se obtiene cuando uno de los planos coordenados, normalmente el vertical *Y-Z*, es paralelo al plano de proyección. La dirección de proyección del tercer eje forma 45° en proyección con los otros dos ejes. Se utiliza para representar piezas mecánicas en croquización a mano alzada, dada su facilidad de trazado a mano.

La perspectiva caballera es efectivamente la más empleada en croquización a mano alzada dada la simplicidad de los ángulos entre ejes proyectados y los valores tan sencillos de los coeficientes sobre los ejes.

En la figura 5.51 se observan los elementos fundamentales de la perspectiva caballera: los ejes *Y-Z* apoyados sobre el plano de proyección y la dirección de proyección, que se determina mediante el ángulo Ø con el eje *X* y el ángulo β con el plano de proyección.

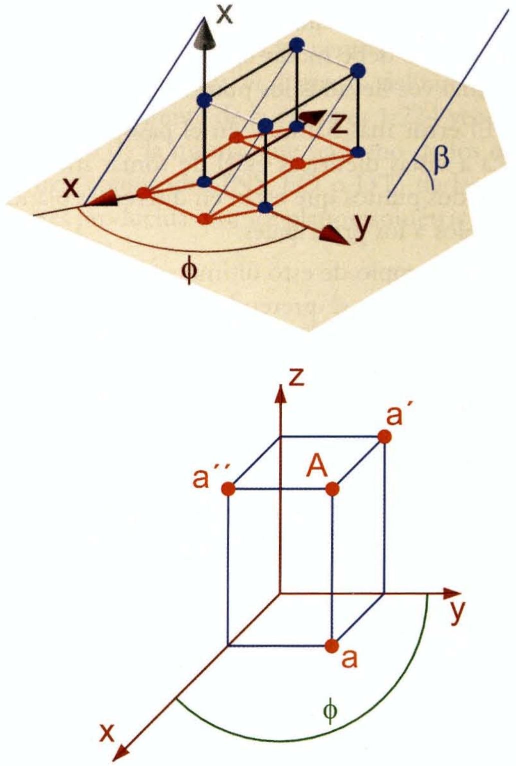


FIGURA 5.51. PERSPECTIVA CABALLERA.

El principio básico de la axonometría se mantiene en la perspectiva caballera, es decir, la proyección directa de un punto se obtiene llevando sus coordenadas paralelamente a los ejes proyectados, multiplicadas por los correspondientes coeficientes de reducción. Al ser los ejes *Y-Z* paralelos

al plano de proyección, el coeficiente de reducción es la unidad: $R_x = R_z = 1$.

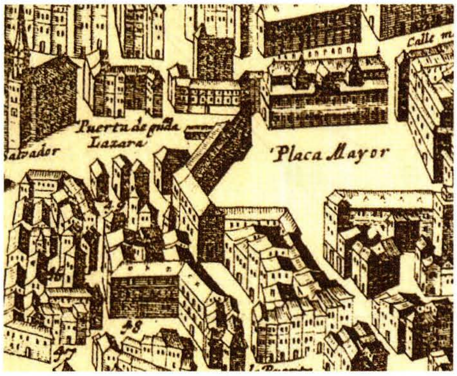
El coeficiente de reducción R del eje Y depende del valor del ángulo β.

Una perspectiva caballera queda completamente definida cuando se conoce el valor del ángulo Ø entre los ejes proyectados X e Y y el valor del coeficiente de reducción R. De los infinitos valores que pueden tomar estos dos parámetros, los más habituales para el ángulo Ø son 45°,135°, 225° y 315° (que determinan la perspectiva caballera regular), y para el coeficiente de reducción R el valor de 0,5 o 0,7.

5.3.5. Perspectiva militar

Es un caso particular de perspectiva caballera donde se hace coincidir con el plano de proyección el plano coordenado X-Y, que además se gira 45° (figura 5.52). El eje Z se proyecta en la dirección vertical.

A)



B)

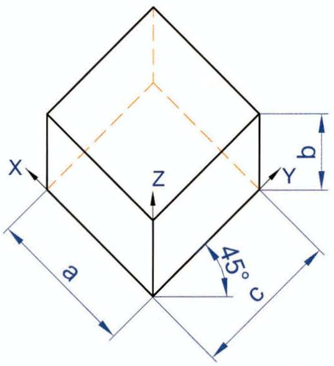


Figura 5.52. *A)* Figura en perspectiva militar. Puerta del Sol (Madrid). *B)* Características de perspectiva militar.

Se utiliza fundamentalmente para perspectivas de edificios. Su nombre proviene de sus primeras aplicaciones, que fueron edificios militares.

5.3.6. Sistema cónico

La proyección que se consigue cuando se proyecta desde un punto cercano denominado punto de vista, se denomina proyección *central* o *cónica*. Es por tanto la perspectiva cónica la que consigue una representación más realista, más cercana a la visión del objeto.

Esta representación realista que consigue la perspectiva cónica es una gran ventaja, pero el sistema cónico tiene grandes inconvenientes con respecto a los sistemas anteriores. En primer lugar, está la dificultad geométrica del trazado, porque no hay axonometría ni ninguna otra forma abreviada de trazado. En segundo lugar, con la proyección cónica los ángulos se deforman, se pierde el paralelismo y la proporcionalidad.

La mayor utilidad de la perspectiva cónica se encuentra en la representación de los objetos de gran tamaño que normalmente vemos, es decir, casi en exclusiva construcciones (arquitectónicas, de ingeniería civil, etc.). Esto es debido a que el efecto de la proyección cónica se produce cuando el tamaño del objeto es similar o mayor a la distancia desde la que se observa. Cuando el objeto es más pequeño que la distancia a la que se observa el efecto cónico se va perdiendo, y se obtiene una perspectiva casi igual de realista con el sistema axonométrico.

El trazado manual de una perspectiva cónica es interesante desde el punto de vista geométrico, pero tedioso y complicado en la práctica. Hoy en día el trazado de cualquier perspectiva cónica medianamente compleja se realiza con sistemas CAD.

Fundamentos y definiciones

El sistema cónico está basado inicialmente en la proyección cónica o central. Aunque no vamos a utilizar el sistema cónico como sistema de representación, sino simplemente para obtener perspectivas, es importante conocer sus fundamentos y los parámetros que definen una perspectiva cónica.

Los elementos principales del sistema cónico (figura 5.53) son el centro de proyección o *punto de vista V*, desde el que se lanzan los rayos proyectantes, y el *plano del cuadro*, plano sobre el que se realiza la proyección. También se consideran otros elementos.

El *plano geometral* es un plano horizontal perpendicular al plano del cuadro (se supone que el plano del cuadro está en posición vertical). El plano geometral se asimila al suelo. Sobre este plano se proyectan ortogonalmente los elementos del espacio. Así, del punto $A^{\star}$ se obtiene $a^{\star}$. La intersección del plano geometral y el plano del cuadro se denomina *línea de tierra*.

El *plano de horizonte* es paralelo al geometral y pasa por el punto de vista *V*. La intersección del plano del cuadro con el plano de horizonte se denomina *línea de horizonte,* y contiene a todos los puntos de fuga (puntos del infinito) de las rectas horizontales, paralelas al plano geometral.

El *plano de desvanecimiento* es paralelo al del cuadro y pasa por *V*. Los objetos se ven desde el plano de desvanecimiento en adelante, es decir, hacia el plano del cuadro. El plano de desvanecimiento marca el límite teórico de visión.

La proyección ortogonal del punto *V* sobre el plano del cuadro se denomina punto principal o *P*. La proyección del punto del espacio $A^{\star}$ sobre el plano del cuadro es el punto *A*, y la proyección del punto $a^{\star}$ (proyección de $A^{\star}$ sobre el geometral) es *a*. Las proyecciones *A* y *a* quedan en la misma perpendicular a la línea de tierra. Si desde el punto principal *P* se trazan líneas por *A* y *a*, se obtienen los puntos A_1 y a_1. Estos dos últimos puntos coinciden con las proyecciones ortogonales de $A^{\star}$ y $a^{\star}$ sobre el plano del cuadro. Conociendo *P*, *A*, A_1 y la *distancia V-P*, se puede determinar la posición del punto $A^{\star}$ en el espacio.

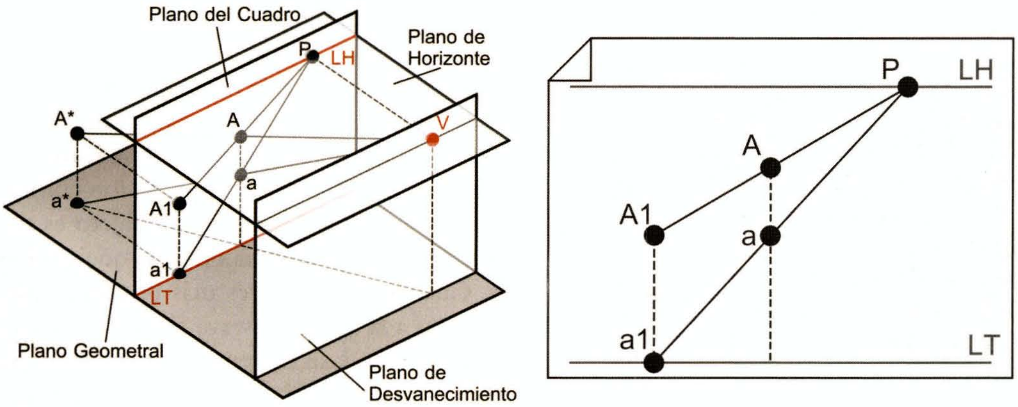


Figura 5.53. Sistema cónico completo.

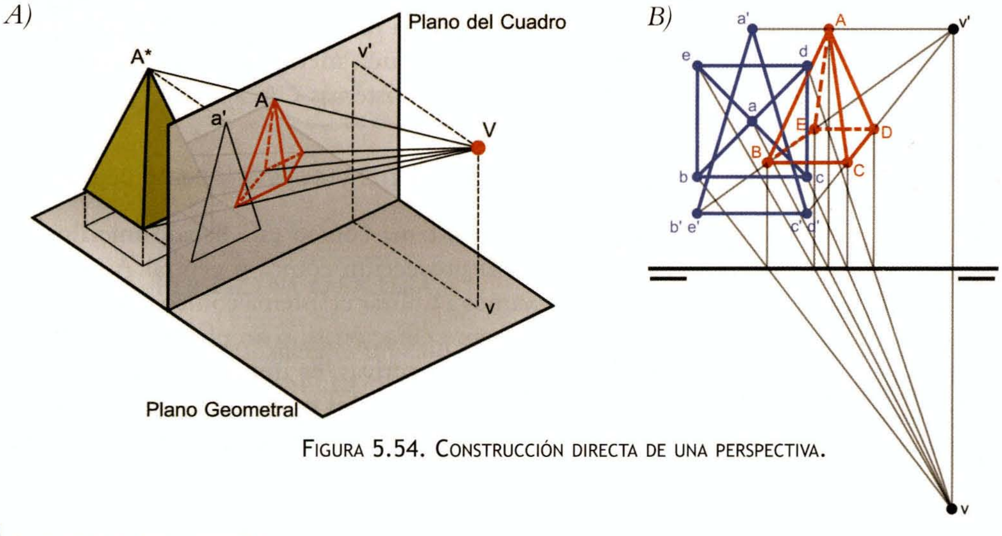


Figura 5.54. Construcción directa de una perspectiva.

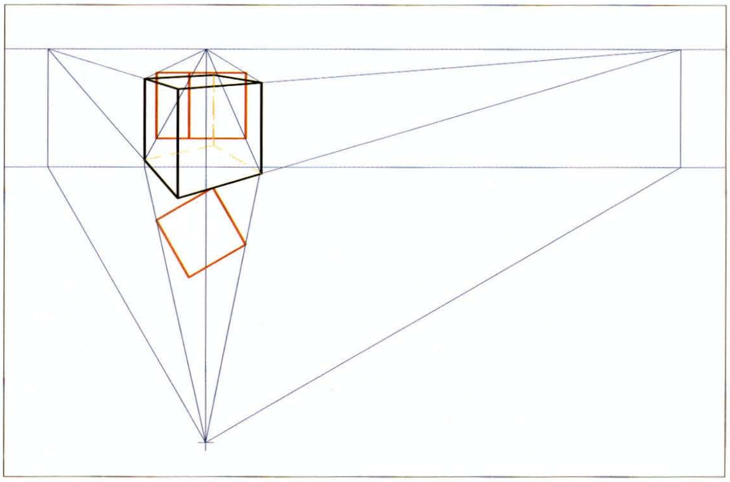
Construcción de perspectivas

Existen varios métodos para construir una perspectiva cónica a partir de otro sistema de representación, que normalmente suele ser el diédrico. En este capítulo se va a tratar el sistema directo. Se denomina así porque consiste en hallar directamente las intersecciones de los rayos proyectantes que se lanzan desde *V* a los puntos del objeto con el plano del cuadro. Tanto el objeto como el punto de vista *V* como el plano del cuadro suelen estar representados en sistema diédrico, y es allí donde se hallan directamente las intersecciones.

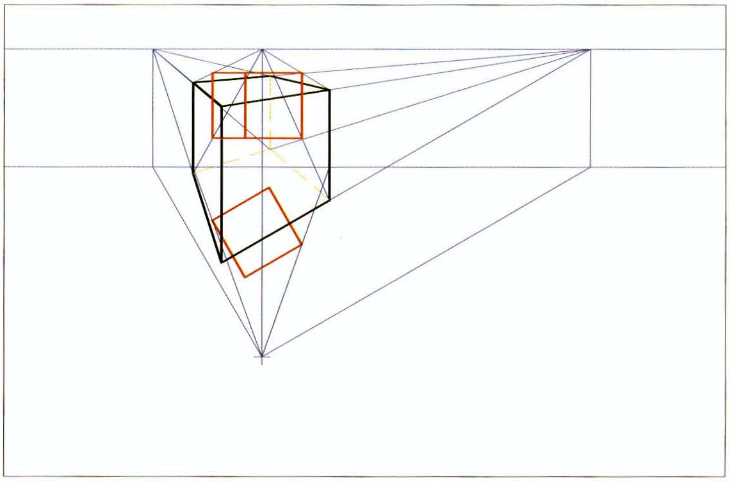
En la figura 5.54 aparece una pirámide situada en el segundo cuadrante de un sistema diédrico. El punto de vista *V* se ha situado en el primer cuadrante. El plano del cuadro coincide con el plano vertical, y el plano geometral con el plano horizontal. En estas condiciones el punto principal coincide con *v*', proyección diédrica vertical de *V*.

El procedimiento consiste en hallar las intersecciones de los rayos proyectantes con el plano del cuadro y abatir este último. En la figura 5.54A se muestra el proceso para el punto del espacio A^*, con sus proyecciones diédricas *a* y *a*', del que se obtiene su proyección cónica *A*. En la figura 5.54B se ve el proceso de la determinación de la perspectiva cónica *ABCDE* de la pirámide, cuyas proyecciones diédricas horizontal y vertical son *abcde* y *a'b'c'd'e'*, respectivamente. Dado que el plano del cuadro coincide con el vertical del sistema diédrico, no es necesario abatir éste para obtener la verdadera forma de la proyección cónica.

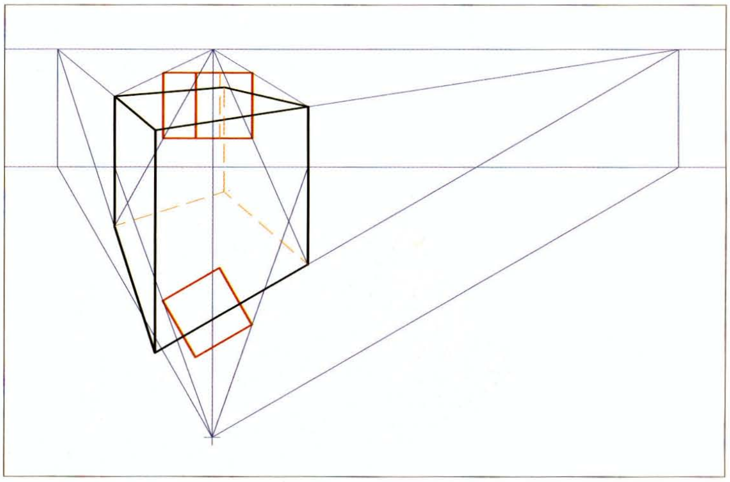
En la figura 5.55 aparece también la construcción de una cónica correspondiente a un cubo situado en el primer cuadrante del espacio. Aparecen distintas posiciones relativas del cubo con respecto al plano del cuadro y al centro de proyección, donde se puede observar el efecto que se produce. En las figuras 5.55A y 5.55B puede verse la diferencia que experimenta la perspectiva cónica al acercarse el punto de vista al objeto. Cuanto más cerca está, más se acentúa el efecto de la perspectiva cónica, mientas que, cuanto más alejado, el efecto es más parecido al de una perspectiva axonométrica. En las figuras 5.55B y 5.55C puede verse el efecto de alejar el plano del cuado manteniendo la posición relativa del objeto respecto del centro de proyección. El efecto que se consigue es mantener la forma de la perspectiva cónica, aumentando únicamente su tamaño.



A)

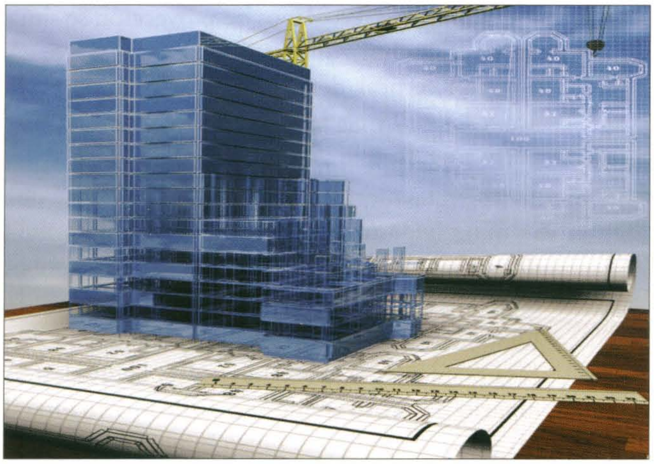


B)



C)

FIGURA 5.55. CONSTRUCCIÓN DIRECTA DE UNA PERSPECTIVA.



6

Sistema diédrico

INTRODUCCIÓN

Como cualquiera de los otros sistemas de representación, el sistema diédrico tiene características especiales que lo diferencian de los demás, tanto en lo que hace referencia a los fundamentos en que se basa, como en las aplicaciones hacia las que se dirige de forma especial, y que son, principalmente, todas aquellas relacionadas con los trabajos en que intervienen delineantes, proyectistas, arquitectos, ingenieros y constructores en general.

Como ya se ha visto, la representación en sistema diédrico tiene la ventaja de la sencillez de ejecución, y es el sistema de representación que necesita un menor número de operaciones gráficas para definir completa e inequívocamente la forma y dimensiones reales de cualquier objeto.

Pero también el empleo del diédrico exige unos conocimientos específicos y una experiencia, tanto para representar una forma como para interpretar lo representado.

Es el sistema más empleado en dibujo industrial y en planos porque da una representación del objeto sin deformarlo.

Por las aplicaciones indicadas se deduce que, además de las características generales apuntadas para cualquier sistema de representación, el sistema diédrico debe permitir:

- Representar realmente las formas y dimensiones de los cuerpos, puesto que los dibujos realizados casi siempre van a tener como objetivo final la construcción de lo representado.
- Representar los objetos de forma sencilla, es decir, que la ejecución de los dibujos no implique para su comprensión el añadir líneas en exceso que compliquen la labor tanto de la persona que realiza el dibujo como de la que lo interpreta.

En este capítulo se describen los conceptos fundamentales del sistema diédrico y la forma de representar los elementos básicos del mismo: punto, recta y plano. Estos elementos son la base a partir de la cual se pueden construir elementos más complejos.

Se detalla también la representación que tienen estos elementos en función de las posiciones que puedan ocupar en el espacio y en función de las posiciones relativas que puedan tener entre ellos.

Por último, se describen los distintos métodos que se pueden utilizar en el sistema diédrico para trabajar con verdaderas magnitudes y poder medir sobre ellas. Estos métodos son los que se utilizan habitualmente para representar las piezas en los planos que constituyen los dibujos técnicos.

6.1. Sistema diédrico

La geometría descriptiva recibió sus primeros fundamentos teóricos en 1769 con A. F. Frézier, pero fue Gaspard Monge (1746-1818) quien, en 1794, expuso sus ideas fundamentales de una manera sistemática, publicando su primer tratado en 1795 (*Geometría Descriptiva*). Monge inició sus estudios de geometría durante su estancia en la escuela militar de Mézières. Fue uno de los principales fundadores de la École Normal y de la École Polytechnique de París, llegando incluso a ser, durante un año, ministro de Marina de Napoleón. En su honor, el sistema diédrico también recibe el nombre de *sistema de proyección de Monge.*

Es el sistema más empleado en dibujo industrial porque da una representación del objeto sin deformarlo. Aunque es más difícil de interpretar que las perspectivas, su ejecución es mucho más sencilla, resultando más claro y completo que aquéllas cuando se trata de objetos complicados.

El *sistema diédrico* es un sistema que utiliza la proyección cilíndrica ortogonal sobre dos planos de proyección perpendiculares entre sí, llamados *planos principales de proyección.*

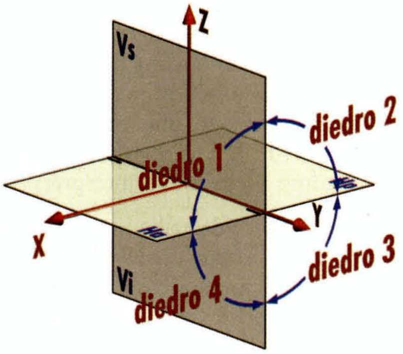


Figura 6.1. Planos de proyección y división del espacio en cuadrantes.

Uno de los dos planos de proyección se sitúa en posición horizontal, y el otro, por tanto, en posición vertical, denominándose por ello *plano horizontal (H)* y *plano vertical (V) de proyección*, respectivamente.

La recta intersección de ambos planos se denomina *línea de tierra (LT)*, y se distingue mediante la colocación de un pequeño trazo grueso, paralelo a ella por la parte inferior, en cada uno de sus extremos.

Los planos coordenados *H* y *V* dividen al espacio en cuatro regiones, diedros o cuadrantes (figura 6.1).

La LT divide a cada uno de estos planos en dos semiplanos: al *H* en *horizontal anterior Ha* y *horizontal posterior Hp*, delante y detrás, respectivamente, del plano *V*; y al *V*, en *vertical superior Vs* y *vertical inferior Vi*, encima y debajo, respectivamente, del plano *H*.

Con el fin de poder posicionar inequívocamente cualquier elemento con referencia a los planos de proyección, se considera un triedro trirrectángulo *XYZ* situado, cuyo origen se puede situar en cualquier posición de la LT, y que habitualmente se sitúa en el punto medio de la misma. El eje *Y* es coincidente con LT, de modo que *X* y *Z* se sitúan perpendicularmente a *Y*, y sobre los planos horizontal y vertical, respectivamente. Los semiejes positivos *X* y *Z* están sobre los semiplanos *Ha* y *Vs*.

Dada la necesidad de trabajar en el espacio del papel (dos dimensiones), se debe hacer coincidir los planos de referencia con el plano del dibujo. Para ello, una vez elegido como plano de referencia o plano del dibujo, por ejemplo, el plano vertical, se gira el plano *H* alrededor de la LT hasta que el semiplano *Ha* se superpone con el *Vi*, y el *Hp* hace lo mismo con el *Vs*, obte-

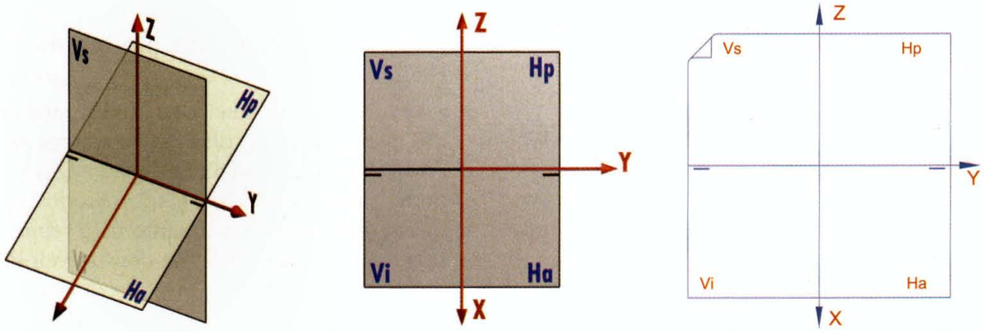


Figura 6.2. Planos de proyección abatidos al plano del papel.

niéndose la representación diédrica del cuerpo en el plano del dibujo (figura 6.2).

Puede considerarse un tercer plano de proyección, ortogonal a los dos principales (y por tanto a la LT), que se denomina *plano de perfil*; a la proyección del cuerpo sobre este plano se la conoce como *proyección de perfil,* o simplemente *perfil* o *vista lateral.*

Dado que se habían considerado coincidentes el plano del papel y el plano vertical de proyección, para representar en el espacio del papel las tres proyecciones existentes hasta el momento, hay que girar el plano de perfil alrededor de la recta de intersección con el plano vertical, de forma que la parte positiva del eje *X* se superponga con el semieje *Y* negativo (figuras 6.3 y 6.4).

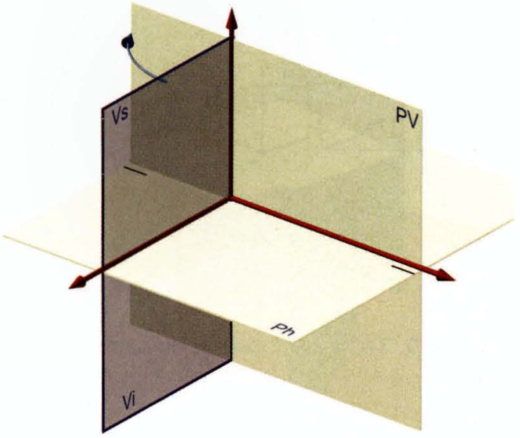


FIGURA 6.3. PLANO DE PERFIL.

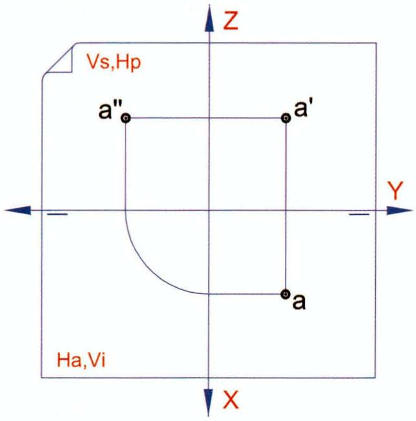


FIGURA 6.4. ABATIMIENTO DEL PLANO DE PERFIL AL PLANO DEL PAPEL.

Por notación, un punto representado en el espacio se define con letras mayúsculas, mientras que sus proyecciones se expresan en minúsculas, seguidas por ninguna, una o dos comillas según sean las proyecciones sobre el plano horizontal, vertical o de perfil.

En las figuras 6.5 y 6.6 se muestra la obtención de las proyecciones principales (*a* y *a'*) de un punto cualquiera *A* situado en el primer diedro.

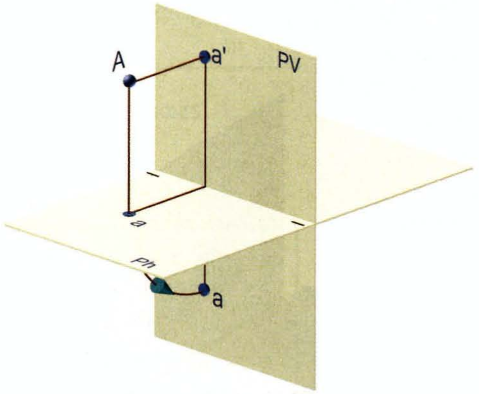


FIGURA 6.5. PROYECCIONES DE UN PUNTO.

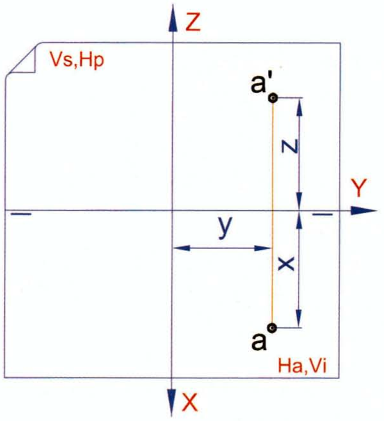


FIGURA 6.6. PROYECCIONES DIÉDRICAS DE UN PUNTO.

El punto *a*, intersección de la línea proyectante en dirección ortogonal al plano horizontal por *A*, se denomina *proyección horizontal* o *planta*, y el punto *a'*, intersección de la línea proyectante en dirección ortogonal al plano vertical por *A*, recibe el nombre de *proyección vertical* o *alzado.*

La línea que, en el plano del papel, une las proyecciones *a* y *a'* es una recta perpendicular a la LT, y se la denomina *línea de correspondencia* o *línea de referencia.*

La distancia desde el punto *A* hasta el plano *XZ* se denomina *distancia* (*y*). En la representación diédrica (sobre el plano del papel) se puede medir directamente como el segmento comprendido entre el punto de intersección con la LT de la recta que une *a* y *a'* y el punto que representa la posición del origen de coordenadas (vértice del triedro).

La distancia que existe entre la proyección horizontal de un punto *a* y la LT se denomina *alejamiento* (*x*), y corresponde a la distancia del punto al plano vertical de proyección.

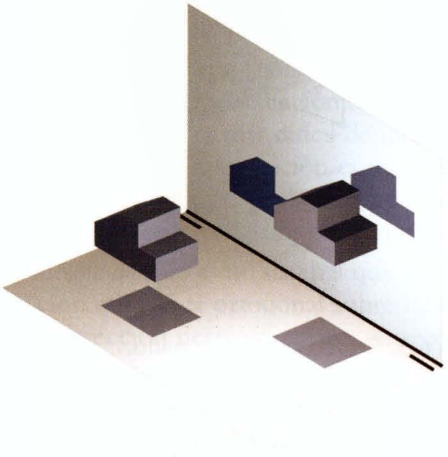


FIGURA 6.7. REPRESENTACIÓN DE UN CUERPO CON DOS PROYECCIONES.

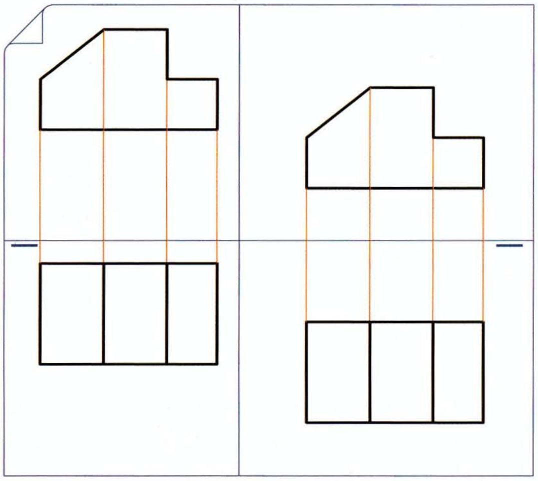


FIGURA 6.8. REPRESENTACIÓN DE UN CUERPO CON DOS PROYECCIONES.

La distancia que existe entre la proyección vertical de un punto *a'* y la LT se denomina *cota* o *altura* (*z*), y corresponde a la distancia desde el punto hasta el plano horizontal de proyección.

Si se tiene un cuerpo sencillo, como el mostrado en las figuras 6.7 y 6.8, se observa que, con las dos proyecciones principales, queda completamente definido.

Sin embargo, en muchas ocasiones no es suficiente con las dos proyecciones principales para poder definir completamente un cuerpo, por lo que hay que recurrir a la proyección sobre el tercer plano de proyección (plano de perfil).

Así se obtendrían las tres proyecciones ortogonales principales representadas en el espacio y en el papel en las figuras 6.9 y 6.10.

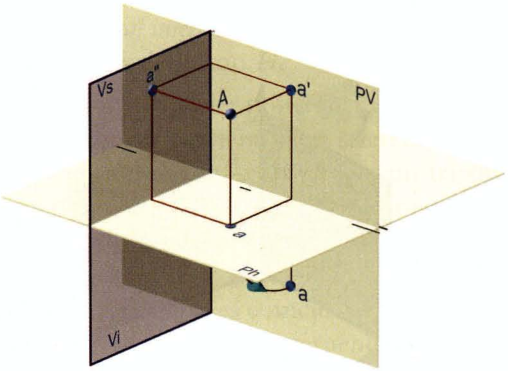


FIGURA 6.9. TRES PROYECCIONES DE UN PUNTO.

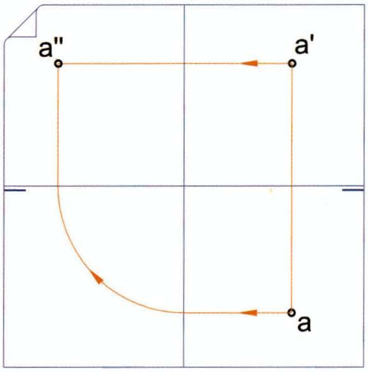


FIGURA 6.10. TRES PROYECCIONES DE UN PUNTO.

En las figuras 6.11 y 6.12 se muestran dos objetos de forma sencilla y parecida, pero en los que se necesita la tercera proyección para quedar perfectamente definidos, puesto que sin ella la representación admitiría varias solucio-

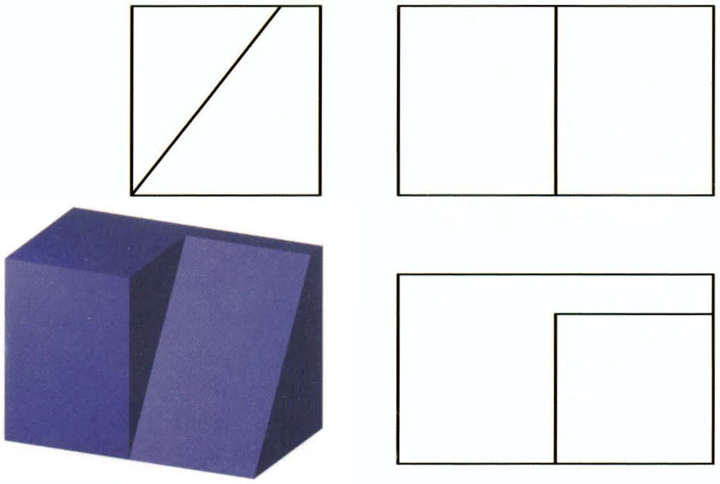


FIGURA 6.11. CUERPO REPRESENTADO CON TRES PROYECCIONES.

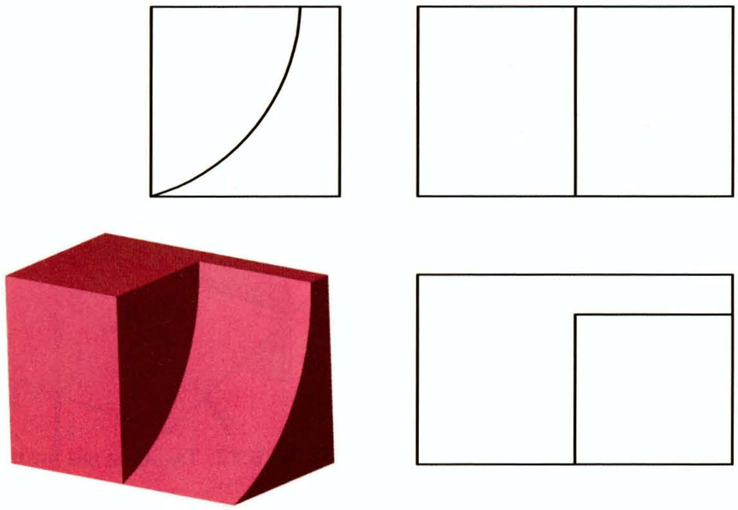


FIGURA 6.12. CUERPO REPRESENTADO CON TRES PROYECCIONES.

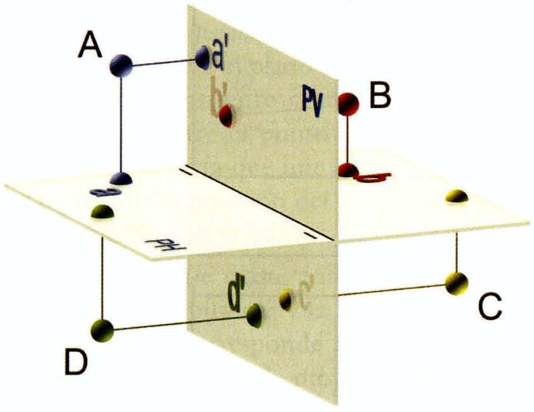
nes (se ve que las proyecciones verticales de ambos cuerpos son iguales, y lo mismo sucede con las horizontales).

6.2. EL PUNTO

Anteriormente se vio cómo se dividía el espacio en cuatro zonas denominadas *diedros*, de modo que, en función de la posición relativa que ocupe un punto en el espacio, se pueden distinguir las cuatro posiciones principales del punto. Así, en las figuras 6.13 y 6.14 se muestran las tres proyecciones de los puntos *A*, *B*, *C* y *D*, situados en los diedros primero, segundo, tercero y cuarto, respectivamente.

6.3. LA RECTA

Por dos puntos puede pasar siempre una, y solamente una, recta, por lo que dos rectas que contienen a dos puntos comunes son coincidentes en toda su extensión. Por tanto, una recta queda definida mediante la representación de dos cualesquiera de sus puntos. Basta conocer las proyecciones de dos de ellos para situar las proyecciones de la recta que los contiene.



FIIGURA 6.13. PUNTOS PERTENECIENTES A LOS CUATRO CUADRANTES.

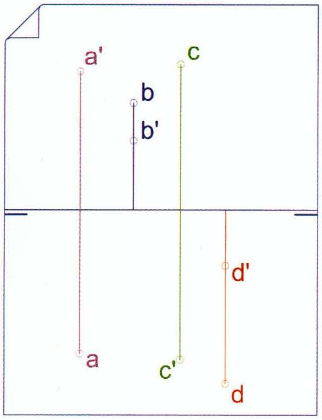


FIGURA 6.14. PROYECCIONES DIÉDRICAS DE PUNTOS PERTENECIENTES A LOS CUATRO CUADRANTES.

En la figura 6.15 se representa un segmento R y sus correspondientes proyecciones, y en la figura 6.16 se muestra su representación diédrica (solamente se representa un segmento con el fin de simplificar el dibujo).

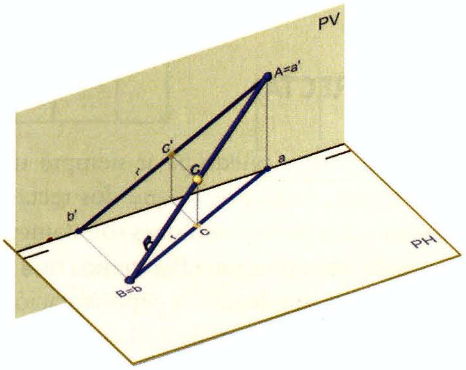


FIGURA 6.15. SEGMENTO EN EL ESPACIO.

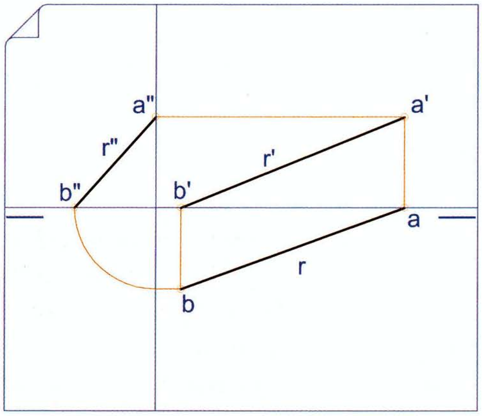


FIGURA 6.16. PROYECCIONES DIÉDRICAS DE UN SEGMENTO.

Se denominan *trazas de la recta* los puntos de intersección de la recta con los planos de proyección. En las figuras 6.17 y 6.18 se representan una recta y sus trazas horizontal y vertical.

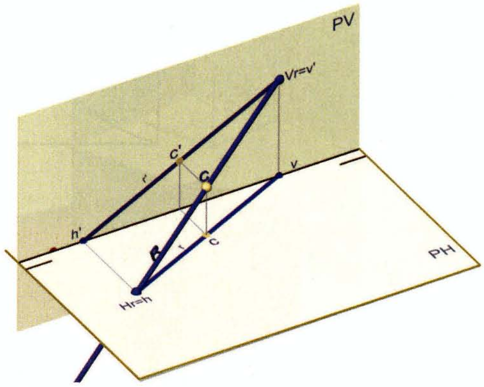


FIGURA 6.17. TRAZAS DE UNA RECTA.

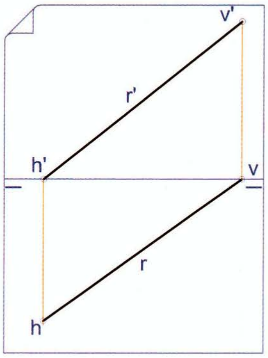


FIGURA 6.18. PROYECCIONES DE LAS TRAZAS DE UNA RECTA.

6.3.1. POSICIONES DE LA RECTA

Una recta puede ocupar diversas posiciones respecto de los planos de proyección.

Recta oblicua

Es la representada en las figuras 6.17 y 6.18.

Rectas perpendiculares a los planos de proyección

Dado que existen tres planos principales de proyección (*H*, *V* y *P*), se tendrán tres posiciones de rectas perpendiculares a los mismos.

Como el sistema diédrico emplea la proyección cilíndrica ortogonal, la proyección de todos los puntos de la recta sobre el plano respecto del cual ocupa una posición perpendicular se verá reducida a un punto.

Recta perpendicular al plano horizontal

Denominada también *recta vertical* o *recta de punta con respecto al horizontal* (figuras 6.19 y 6.20). La recta se representa en verdadera magnitud en la proyección vertical y se proyecta como un solo punto en el plano horizontal.

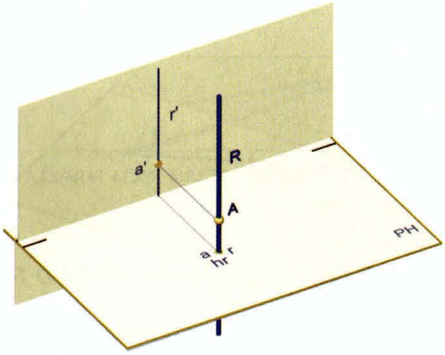


FIGURA 6.19. RECTA PERPENDICULAR AL PLANO H.

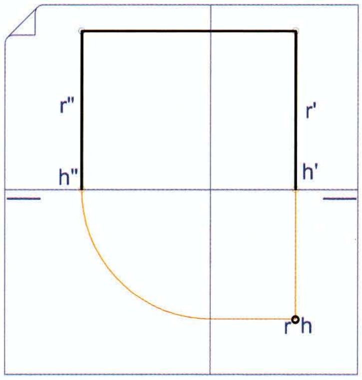


FIGURA 6.20. PROYECCIONES DE UNA RECTA PERPENDICULAR AL PLANO H.

Recta perpendicular al plano vertical

Denominada también *recta de punta con respecto al vertical* (figuras 6.21 y 6.22). Se proyecta en verdadera magnitud en el plano horizontal y como un punto en el plano vertical.

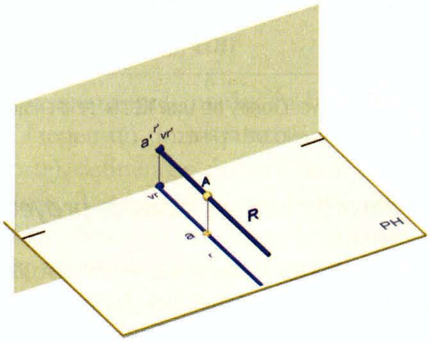


FIGURA 6.21. RECTA PERPENDICULAR AL PLANO V.

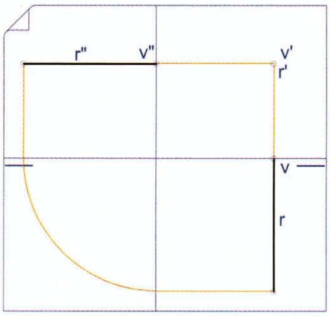


FIGURA 6.22. PROYECCIONES DE UNA RECTA PERPENDICULAR AL PLANO V.

Recta perpendicular al plano de perfil

Denominada también *recta paralela a la línea de tierra* (figuras 6.23 y 6.24). Se proyecta en verdadera magnitud en los planos horizontal y vertical, y sus proyecciones son paralelas a la línea de tierra.

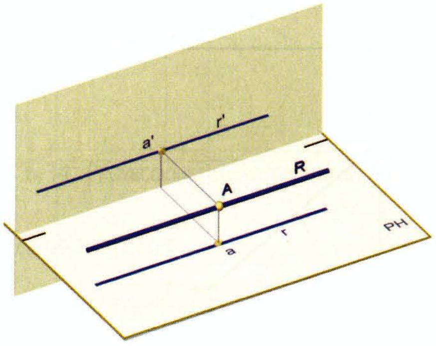


FIGURA 6.23. RECTA PERPENDICULAR AL PLANO DE PERFIL.

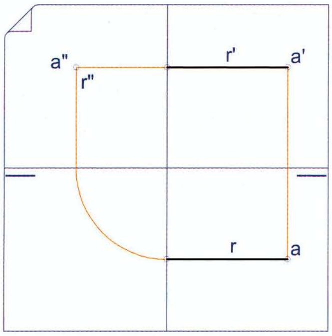


FIGURA 6.24. PROYECCIONES DE UNA RECTA PERPENDICULAR AL PLANO DE PERFIL.

Rectas paralelas a los planos de proyección

Se tendrán tres posiciones de rectas paralelas a los planos de proyección. La recta se proyecta en verdadera magnitud sobre el plano de proyección al que es paralela.

Recta paralela al plano horizontal o recta horizontal

Tiene su proyección horizontal en verdadera magnitud y su proyección vertical paralela a la línea de tierra (figuras 6.25 y 6.26).

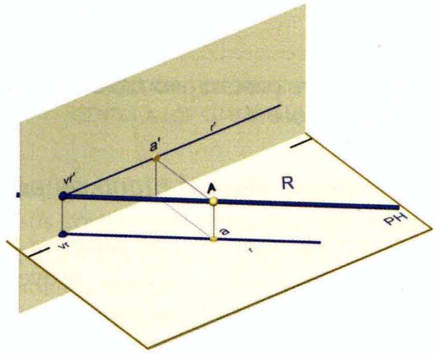


FIGURA 6.25. RECTA PARALELA AL PLANO H.

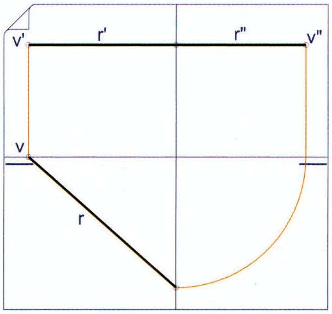


FIGURA 6.26. PROYECCIONES DE UNA RECTA PARALELA AL PLANO H.

Recta paralela al plano vertical o recta frontal

Tiene su proyección vertical en verdadera magnitud y su proyección horizontal paralela a la línea de tierra (figuras 6.27 y 6.28).

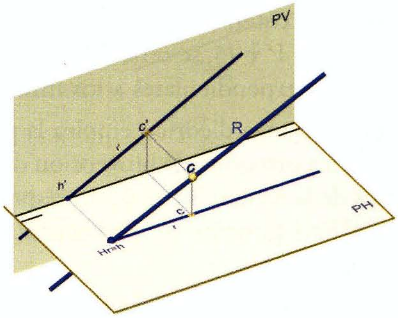


FIGURA 6.27. RECTA PARALELA AL PLANO V.

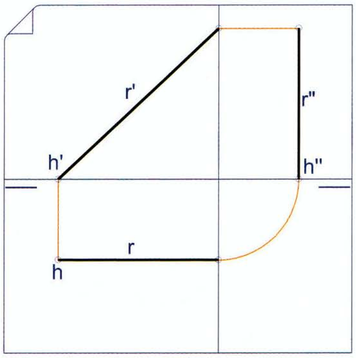


FIGURA 6.28. PROYECCIONES DE UNA RECTA PARALELA AL PLANO V.

Recta paralela al plano de perfil o recta de perfil

Tiene sus proyecciones vertical y horizontal perpendiculares a la línea de tierra (figuras 6.29 y 6.30) y se proyecta en verdadera magnitud en el plano de perfil.

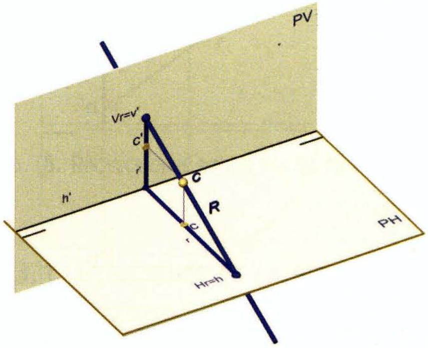


FIGURA 6.29. RECTA PARALELA AL PLANO DE PERFIL.

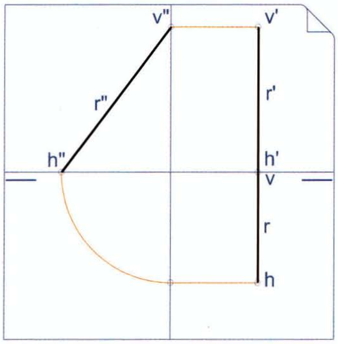


FIGURA 6.30. PROYECCIONES DE UNA RECTA PARALELA AL PLANO DE PERFIL.

■ 6.3.2. SITUACIÓN DE UN PUNTO SOBRE UNA RECTA

Todo punto situado sobre una recta tendrá sus proyecciones diédricas sobre las proyecciones homónimas de la recta a la que pertenezca (figuras 6.31 y 6.32).

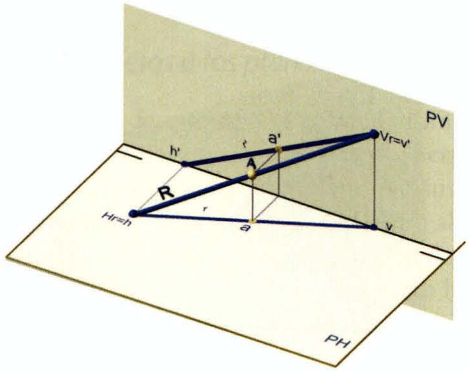


FIGURA 6.31. PUNTO QUE PERTENECE A UNA RECTA.

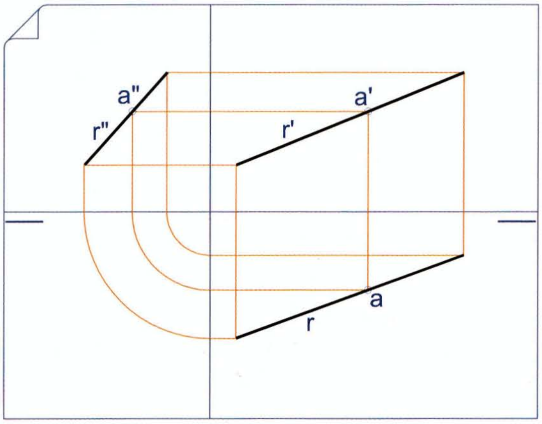


FIGURA 6.32. PROYECCIONES DE UN PUNTO QUE PERTENECE A UNA RECTA.

■ 6.3.3. POSICIONES RELATIVAS DE DOS RECTAS

Dos rectas distintas pueden ocupar tres posiciones relativas diferentes. Con las dos proyecciones diédricas principales (vertical y horizontal) es suficiente para establecer la posición relativa entre dos rectas.

Rectas que se cortan

Aparecen representadas en las figuras 6.33 y 6.34. Tienen un único punto en común (punto de corte), definen un único plano y pertenecen al mismo. Las proyecciones homónimas de las rectas se cortan en un punto, existiendo correspondencia entre las proyecciones del punto de corte en cada una de las proyecciones.

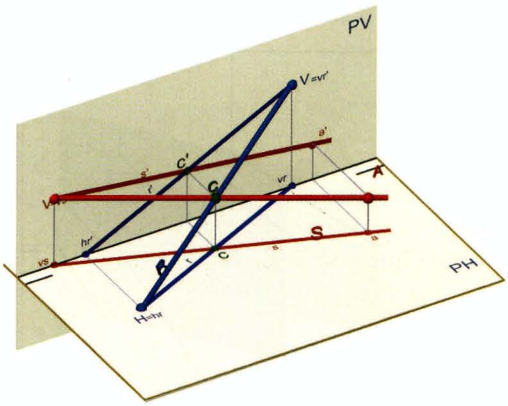


FIGURA 6.33. RECTAS QUE SE CORTAN.

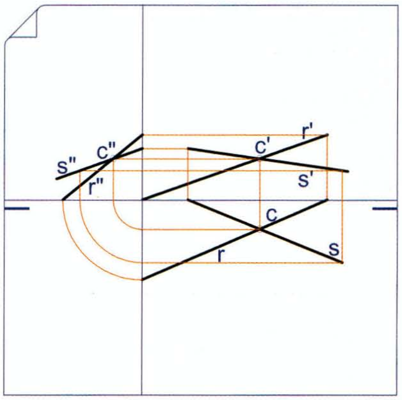


FIGURA 6.34. PROYECCIONES DE RECTAS QUE SE CORTAN.

Rectas paralelas

Aparecen representadas en las figuras 6.35 y 6.36. Dos rectas paralelas tienen la misma dirección, es decir, el mismo punto del infini-

to o punto impropio. Definen un único plano y pertenecen al mismo. Tienen sus proyecciones paralelas.

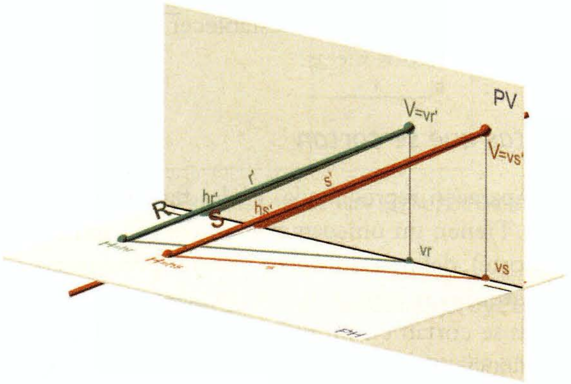


Figura 6.35. Rectas paralelas.

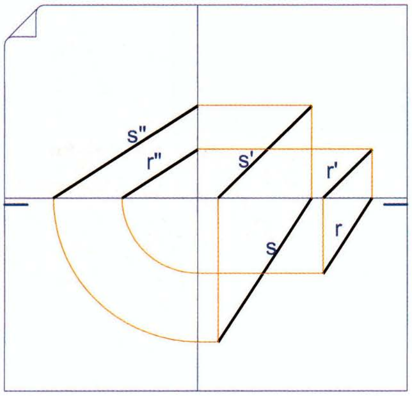


Figura 6.36. Proyecciones de rectas paralelas.

Rectas que se cruzan

No tienen ningún punto en común, ni definen un plano, ni se cortan ni son paralelas (figura 6.37).

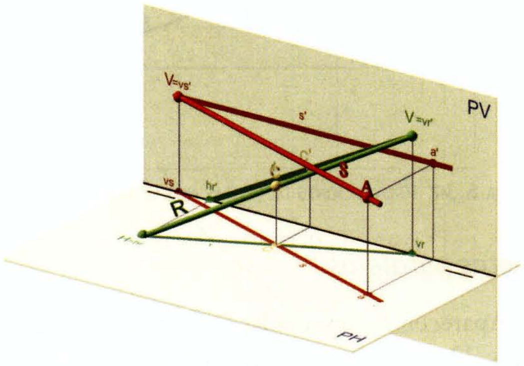


Figura 6.37. Rectas que se cruzan en el espacio.

6.4. El plano

El plano es la más sencilla de las superficies. La intersección de dos planos es una recta, y la de tres planos es un punto.

La forma más habitual de definir un plano es mediante dos rectas que se cortan en un punto. En el sistema diédrico el plano se representa mediante sus rectas de intersección con los planos de proyección. Estas rectas se denominan *traza horizontal* y *traza vertical,* y se cortan en un punto *V* denominado *vértice*, que corresponde al punto de corte del plano con la línea de tierra.

En las figuras 6.38 y 6.39 se representa un plano *P* mediante sus trazas horizontal *P* y vertical *P*', y además se indica la tercera traza sobre el perfil *P*''. Como se observa, la representación diédrica del vértice *V* corresponde al punto de intersección de las trazas principales con la LT.

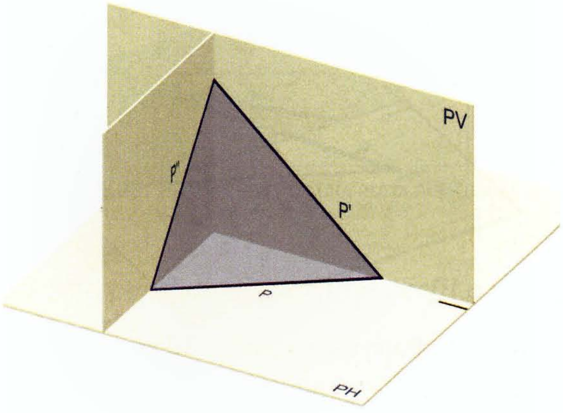


Figura 6.38. Plano.

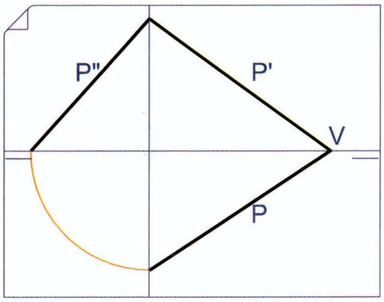


Figura 6.39. Proyecciones del plano. Trazas.

■ 6.4.1. Posiciones del plano con respecto a los planos de proyección

Dos planos distintos sólo pueden situarse en dos posiciones relativas, las cuales:

a) Tienen en común una recta única: los planos se cortan.

b) No tienen ningún punto propio en común: los planos son paralelos.

De este modo, y considerando también la magnitud del ángulo de un plano con los de proyección, se puede indicar que un plano puede ocupar las siguientes posiciones respecto a los planos de proyección.

Plano oblicuo

Un plano oblicuo es aquel que forma ángulos distintos de 90° con cada uno de los planos de proyección. Aparece representado en las figuras 6.38 y 6.39.

Planos paralelos a los planos de proyección

Un plano de este tipo es paralelo a uno de los planos de proyección, y por tanto, perpendicular a los otros dos. Por este motivo sus trazas se reducen a dos, puesto que el plano al que es paralelo no lo corta (lo corta en el infinito). Se pueden encontrar tres casos: un plano horizontal, un plano frontal y un plano de perfil.

- **Plano paralelo al plano horizontal (plano horizontal)**

Aparece representado en las figuras 6.40 y 6.41. Tiene su traza vertical paralela a la línea de tierra. No tiene traza horizontal.

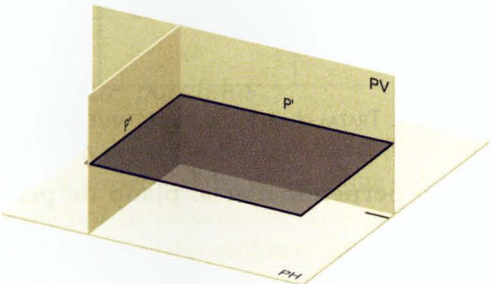


Figura 6.40. Plano paralelo al plano horizontal.

Figura 6.41. Trazas de un plano paralelo al plano horizontal.

- **Plano paralelo al plano vertical (plano frontal)**

Aparece representado en las figuras 6.42 y 6.43. Tiene su traza horizontal paralela a la línea de tierra. No tiene traza vertical.

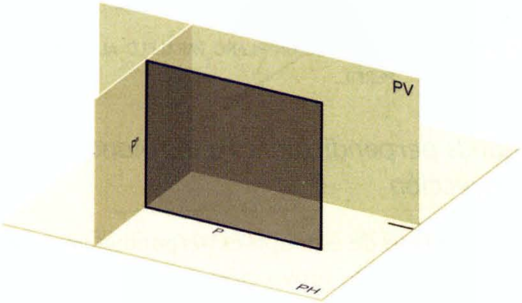


Figura 6.42. Plano paralelo al plano vertical.

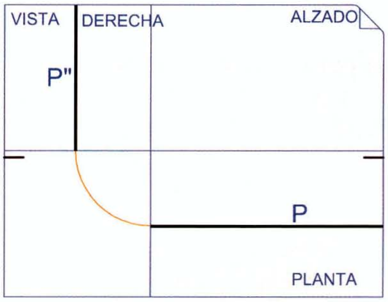


Figura 6.43. Trazas de un plano paralelo al plano vertical.

- **Plano paralelo al plano de perfil (plano de perfil)**

Aparece representado en las figuras 6.44 y 6.45. Tiene sus trazas horizontal y vertical perpendiculares a la línea de tierra.

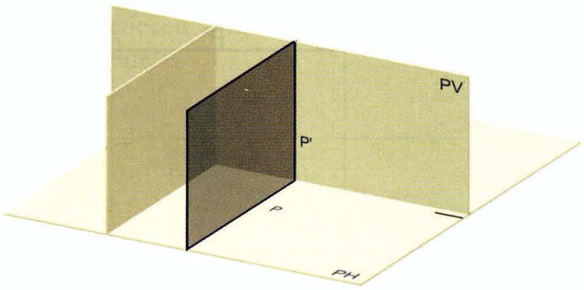


FIGURA 6.44. PLANO PARALELO AL PLANO DE PERFIL.

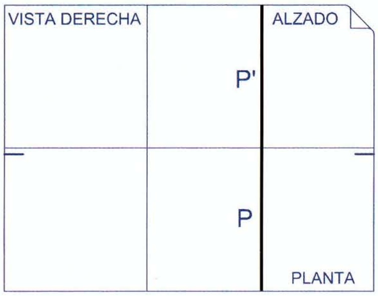


FIGURA 6.45. TRAZAS DE UN PLANO PARALELO AL PLANO DE PERFIL.

Planos perpendiculares a los planos de proyección

Un plano de este tipo es perpendicular a uno de los planos de proyección, y forma cualquier ángulo con los otros dos. Por este motivo, su traza con el plano de proyección al que es perpendicular es una línea oblicua a LT, mientras que las otras son perpendiculares a LT.

- **Plano perpendicular al plano horizontal**

También llamado *plano proyectante horizontal,* aparece representado en las figuras 6.46 y 6.47.

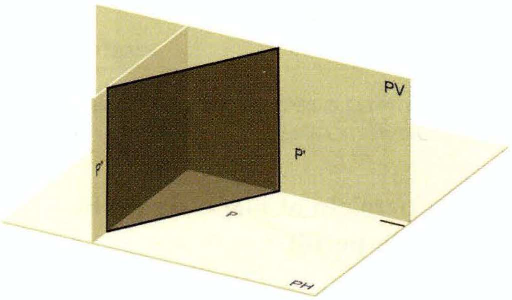


FIGURA 6.46. PLANO PROYECTANTE HORIZONTAL (PERPENDICULAR AL PLANO HORIZONTAL).

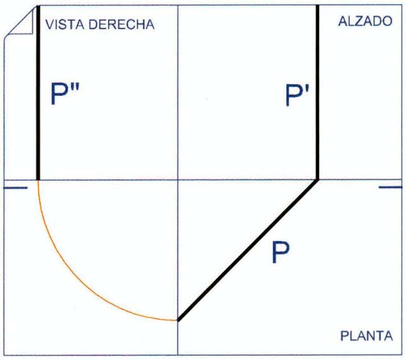


FIGURA 6.47. TRAZAS DE UN PLANO PROYECTANTE HORIZONTAL.

- **Plano perpendicular al plano vertical**

Se llama también *plano proyectante vertical,* y aparece representado en las figuras 6.48 y 6.49.

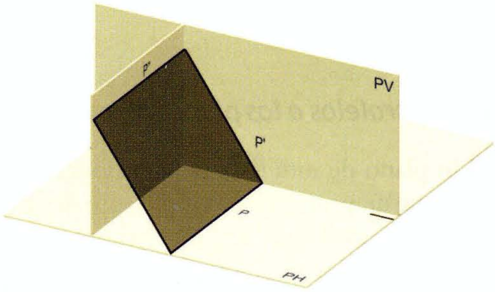


FIGURA 6.48. PLANO PROYECTANTE VERTICAL.

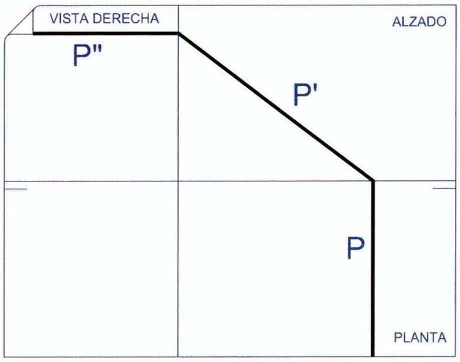


FIGURA 6.49. TRAZAS DE UN PLANO PROYECTANTE VERTICAL.

- **Plano perpendicular al plano de perfil**

Se denomina también *plano proyectante de perfil* o *plano paralelo a la LT.* Aparece representado en las figuras 6.50 y 6.51.

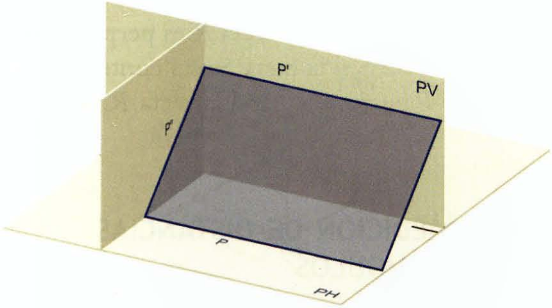


FIGURA 6.50. PLANO PARALELO A LA LÍNEA DE TIERRA.

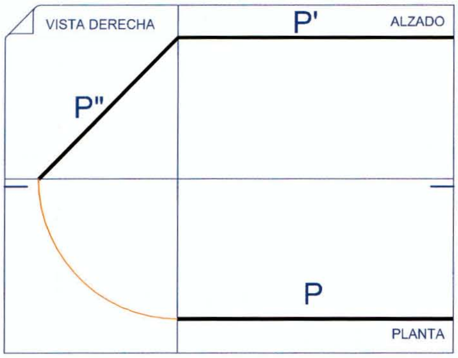


FIGURA 6.51. TRAZAS DE UN PLANO PARALELO A LA LÍNEA DE TIERRA.

6.4.2. MODOS DE DEFINICIÓN DE UN PLANO

En general, un plano puede definirse de varias maneras: con dos rectas que se cortan, con dos rectas paralelas, con un punto y una recta o con tres puntos.

Dos rectas que se cortan

Dadas dos rectas *R* y *S* que se cortan en un punto (figura 6.52), el plano *P* que determinan será tal que sus trazas pasarán por las trazas respectivas de las dos rectas.

Dos rectas paralelas

Dadas dos rectas *R* y *S* paralelas (figura 6.53), la traza horizontal del plano *P* que determinan pasará por las proyecciones horizontales de las trazas horizontales, y la traza vertical *P'* pasará por las proyecciones verticales de las trazas verticales de las rectas.

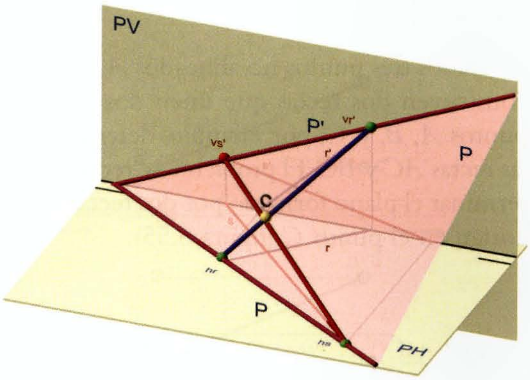


FIGURA 6.52. PLANO DEFINIDO POR DOS RECTAS QUE SE CORTAN.

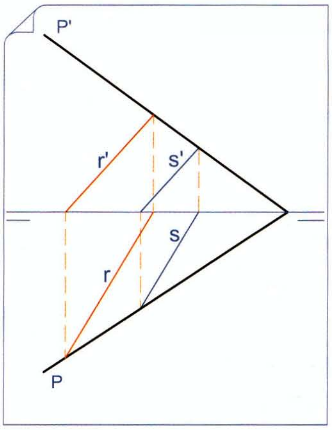


FIGURA 6.53. PLANO DEFINIDO POR DOS RECTAS PARALELAS.

Un punto y una recta

Dado un punto *A* y una recta *R*, se construye una recta que pase por el punto *A* y sea horizontal, y que corta a *R*, determinando así una horizontal del plano (figura 6.54). El problema se reduce ahora a determinar el plano que pasa por dos rectas que se cortan.

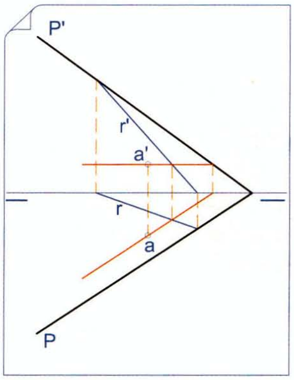


FIGURA 6.54. PLANO DEFINIDO POR UN PUNTO Y UNA RECTA.

Tres puntos

Dados tres puntos no alineados *A*, *B* y *C*, se construyen dos rectas que unen dos a dos los puntos *A*, *B*, y *C*, por ejemplo, determinando las rectas *AC* y *BC*. El problema se reduce a determinar el plano formado por dos rectas que se cortan en el punto *C* (figura 6.55).

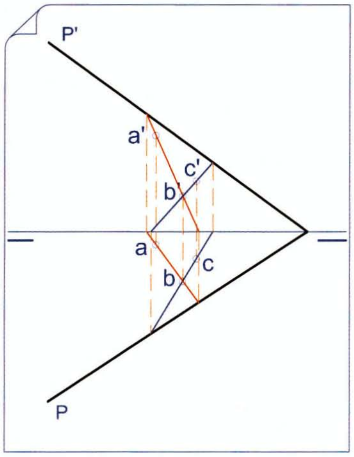


FIGURA 6.55. PLANO DEFINIDO POR TRES PUNTOS.

6.5. PARALELISMO Y PERPENDICULARIDAD

En sistema diédrico, al tratarse de una proyección cilíndrica ortogonal, se conserva el paralelismo entre proyecciones. Así, dos rectas paralelas tienen sus proyecciones paralelas.

Dos planos serán paralelos si las rectas que determinan los planos son paralelas entre sí. En concreto, dos planos paralelos tendrán paralelas sus trazas.

Un plano *P* será paralelo a una recta *R* si el plano contiene a una recta *S* paralela a la recta *R*. Si el plano *P* no es paralelo a la recta *R*, la recta *R* cortará al plano *P*.

Así como el paralelismo se mantiene en las proyecciones, la perpendicularidad no. En general, en sistema diédrico una recta *R* perpendicular a un plano *P* se caracteriza porque tiene sus proyecciones perpendiculares a las trazas del plano; es decir, la proyección horizontal *r* es perpendicular a la traza *P*, la proyección vertical *r*' perpendicular a la traza *P*', y la proyección *r*'' perpendicular a la traza *P*''.

Un plano *P* es perpendicular a un plano *Q* si el plano *Q* contiene a una recta *R* perpendicular al plano *P*. Una recta *R* es perpendicular a otra recta *S* si la recta *S* está contenida en un plano *P* perpendicular a la recta *R*.

6.6. MEDICIÓN DE DISTANCIAS Y ÁNGULOS

Si se tiene un segmento *AB* que está situado oblicuamente a los planos de proyección y se quiere determinar la distancia entre *A* y *B* o el ángulo que forma el segmento *AB* con respecto al plano horizontal, se puede operar de varias maneras.

La primera forma es recurrir a construcciones especiales. Sin embargo, la forma más general es realizar un cambio de plano de proyección para situar el/los elementos paralelos a un plano de proyección y así poder medir en ese plano directamente. Este procedimiento es el que se utilizará posteriormente en los capítulos de normalización correspondientes a vistas ortogonales y vistas auxiliares.

Veamos cada uno de los métodos.

6.6.1. DISTANCIA ENTRE DOS PUNTOS

La longitud de un segmento *AB* contenido en una recta oblicua cualquiera no se manifiesta en verdadera magnitud en ninguna de sus proyecciones (figura 6.56)

Si se quiere conocer la longitud del segmento *AB*, se puede hacer el siguiente razonamiento: tomando el punto *C* perteneciente a la recta vertical por *B* y de igual cota que *A*, se genera un triángulo *ABC*, rectángulo en *C*, en el que la hipotenusa *AB* es la verdadera magnitud que se quiere medir, el cateto *BC* es la diferencia de cotas, y el cateto *AC* es igual a la proyección horizontal del segmento *AB*.

De esta forma sencilla, reconstruyendo el triángulo rectángulo sobre la proyección horizontal podemos determinar la distancia entre *A* y *B* y el ángulo que forma el segmento *AB* con el plano horizontal (figura 6.57).

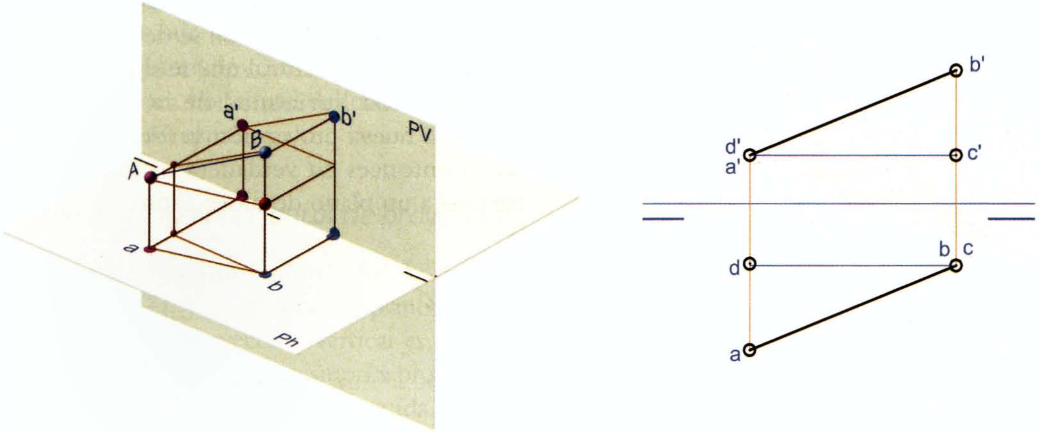


FIGURA 6.56. PROYECCIONES DE UN SEGMENTO OBLICUO A LOS PLANOS DE PROYECCIÓN.

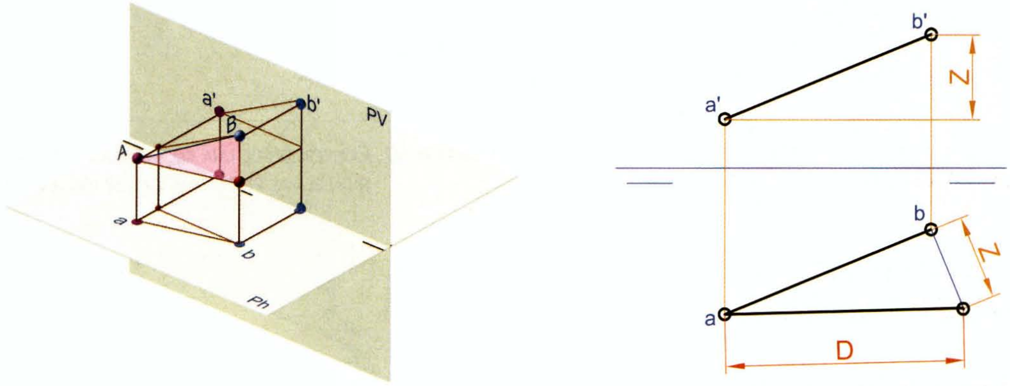


FIGURA 6.57. DETERMINACIÓN DE LA DISTANCIA ENTRE DOS PUNTOS.

■ 6.6.2. CAMBIO DE PLANOS DE PROYECCIÓN

Otra forma de obtener verdaderas magnitudes (distancias y ángulos) es realizar un cambio de planos de proyección para situar los objetos paralelos a los nuevos planos de proyección y poder medir directamente sobre las proyecciones.

En la figura 6.58 se puede ver cómo, si se quiere medir la distancia entre los dos extremos del segmento se puede mantener el mismo plano horizontal de proyección y definir un nuevo plano vertical de proyección, paralelo al segmento. La verdadera magnitud del segmento se tendrá entonces directamente sobre la nueva proyección vertical.

Veamos cuál es el procedimiento para realizar un cambio de planos.

Cambio de plano vertical de proyección

Si se elige un nuevo plano vertical de proyección V_1 y se mantiene el plano horizontal de proyección, la proyección horizontal es fija y la cota del punto es la misma. La proyección vertical del punto p_1' está contenida en una recta perpendicular a la nueva línea de tierra que pasa por la proyección horizontal (figura 6.59).

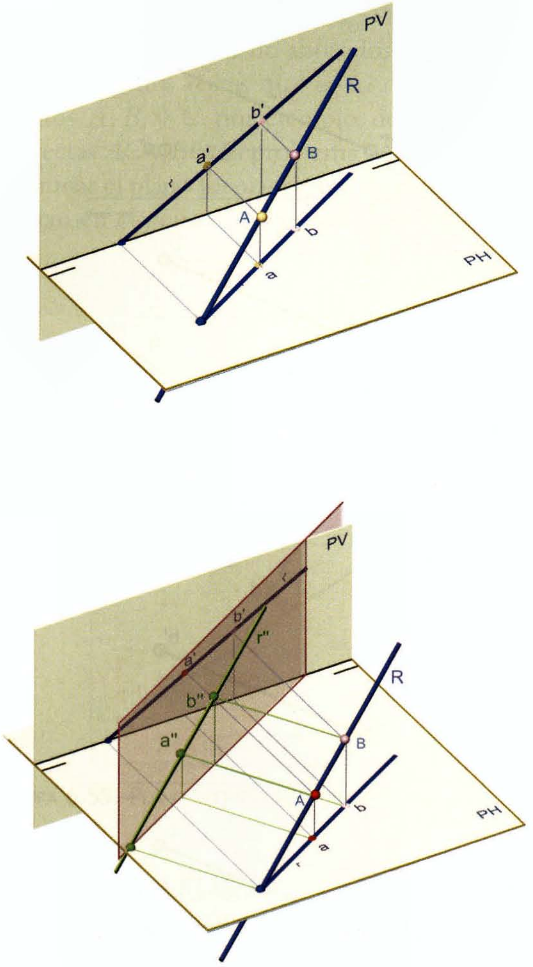


FIGURA 6.58. CAMBIO DE PLANO VERTICAL DE PROYECCIÓN.

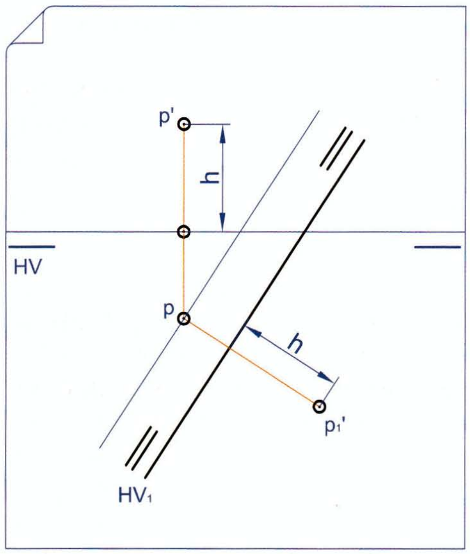


FIGURA 6.59. CAMBIO DE PLANO VERTICAL DE PROYECCIÓN.

Para convertir una recta oblicua en paralela al plano vertical de proyección se debe realizar un cambio de plano vertical que se sitúe paralelo a la proyección horizontal de la recta (figura 6.60). La nueva proyección vertical de la recta estará entonces en verdadera magnitud al ser paralela a un plano de proyección.

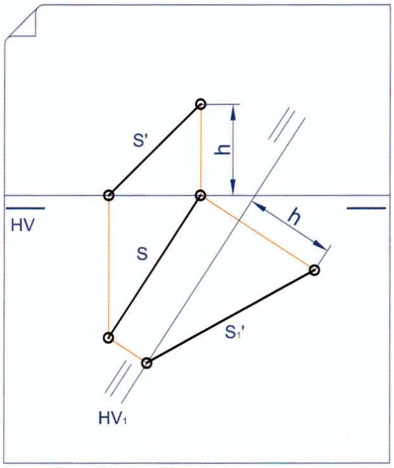


FIGURA 6.60. CONVERSIÓN DE UNA RECTA OBLICUA EN RECTA PARALELA AL PLANO VERTICAL DE PROYECCIÓN.

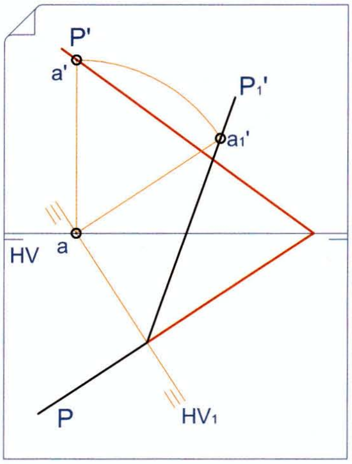


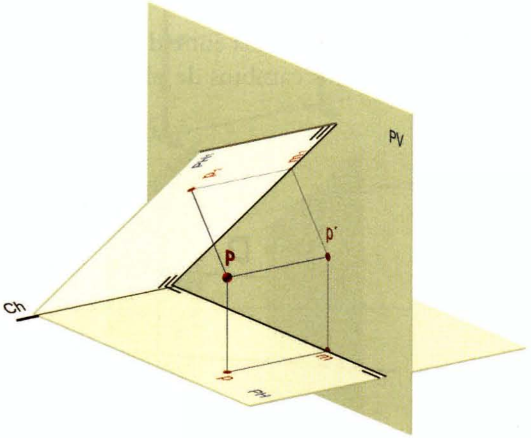
FIGURA 6.61. CONVERSIÓN DE UN PLANO OBLICUO EN PLANO PERPENDICULAR AL PLANO VERTICAL DE PROYECCIÓN.

Para convertir un plano *P* oblicuo a los de proyección en perpendicular al plano vertical de proyección (proyectante vertical), se debe colocar el nuevo plano vertical V_1 perpendicular a las rectas horizontales del plano *P* original. En particular, en la figura 6.61 se coloca la nueva línea de tierra perpendicular a la traza horizontal de *P*. La nueva tra-

za vertical P_1' se obtendrá cambiando de plano un punto A situado sobre la traza P' y haciéndola pasar por el punto de corte de la nueva línea de tierra con la traza horizontal del plano, que es el nuevo vértice del plano.

Cambio de plano horizontal de proyección

Si se elige ahora un nuevo plano horizontal de proyección H_1 y se mantiene el plano vertical de proyección, la proyección vertical es fija y el alejamiento del punto es el mismo. La proyección horizontal del punto p_1 está contenida en una recta perpendicular a la nueva línea de tierra que pasa por la proyección vertical (figura 6.62).



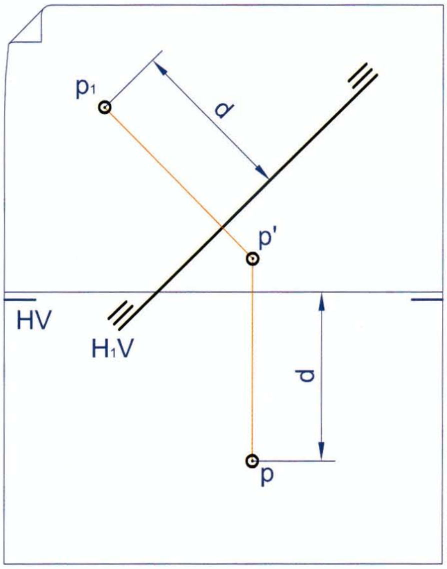


FIGURA 6.62. CAMBIO DE PLANO HORIZONTAL DE PROYECCIÓN.

Para convertir una recta oblicua en paralela al plano horizontal de proyección se sitúa la nueva línea de tierra paralela a la proyección vertical de la recta (figura 6.63). La nueva proyección horizontal determinará la longitud del segmento AB y el ángulo que forma con el plano vertical.

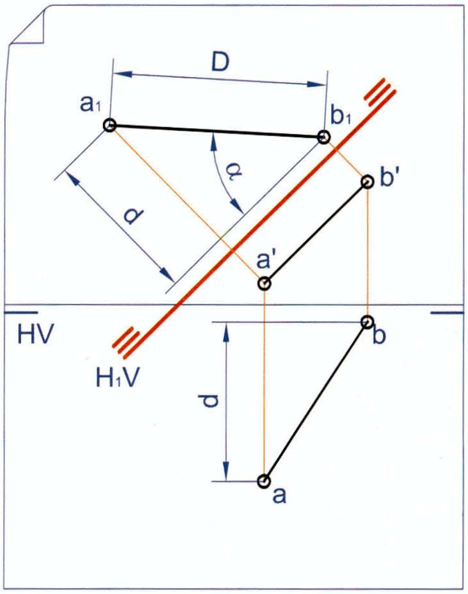


FIGURA 6.63. CONVERSIÓN DE UNA RECTA OBLICUA EN RECTA PARALELA AL PLANO HORIZONTAL.

6.6.3. APLICACIONES DE LOS CAMBIOS DE PLANOS A LA DETERMINACIÓN DE DISTANCIAS Y ÁNGULOS

Veamos a modo de ejemplo algunas aplicaciones de cambios de planos para determinar distancias o ángulos en verdadera magnitud.

Distancia entre dos puntos

Para determinar la distancia entre dos puntos, basta con realizar un cambio de planos de proyección para situar el segmento paralelo al nuevo plano de proyección vertical, según se ha visto en figuras previas.

Distancia entre un punto y un plano

Para hallar la distancia de un punto a un plano se debe realizar un cambio de plano de pro-

yección, por ejemplo, un cambio de plano vertical de proyección para convertir el plano en perpendicular al vertical. En la figura 6.64 aparece un cuadrilátero y un punto *A*. Se pretende determinar la distancia del punto *A* al cuadrilátero y el punto *B* del cuadrilátero más cercano al *A*. Para ello se realiza un cambio de plano vertical. Se determina en primer lugar la dirección de una recta horizontal del cuadrilátero (dibujada en azul): el nuevo plano vertical deberá ser perpendicular a esta recta. Una vez determinada la nueva línea de tierra, se cambian de plano vertical el cuadrilátero y el punto *A*, obteniendo a_1' y la nueva proyección vertical del cuadrilátero (que se proyecta según una recta). Por a_1' se traza una perpendicular al cuadrilátero, y por *a* una paralela a la línea de tierra, obteniendo *b*-b_1', que son las proyecciones del punto *B*, perteneciente al cuadrilátero y punto más cercano a *A*. La distancia $D = a_1' - b_1'$ es la distancia del punto *A* al cuadrilátero.

Distancia entre dos planos paralelos

Para hallar la distancia entre dos planos paralelos es necesario convertirlos en perpendiculares a un plano de proyección. En la figura 6.65 se tienen dos cuadriláteros paralelos. Se determina una recta horizontal en uno de ellos y se efectúa un cambio de plano vertical (con la nueva línea de tierra perpendicular a la proyección horizontal de esta recta), como en el caso anterior, para situar los cuadriláteros perpendiculares al nuevo plano vertical de proyección. Una vez cambiados de plano los vértices de los cuadriláteros, la distancia entre los dos planos paralelos se obtiene en la nueva proyección vertical (figura 6.65).

Distancia entre dos rectas paralelas

Para hallar la distancia entre dos rectas paralelas se realizan dos cambios de plano consecuti-

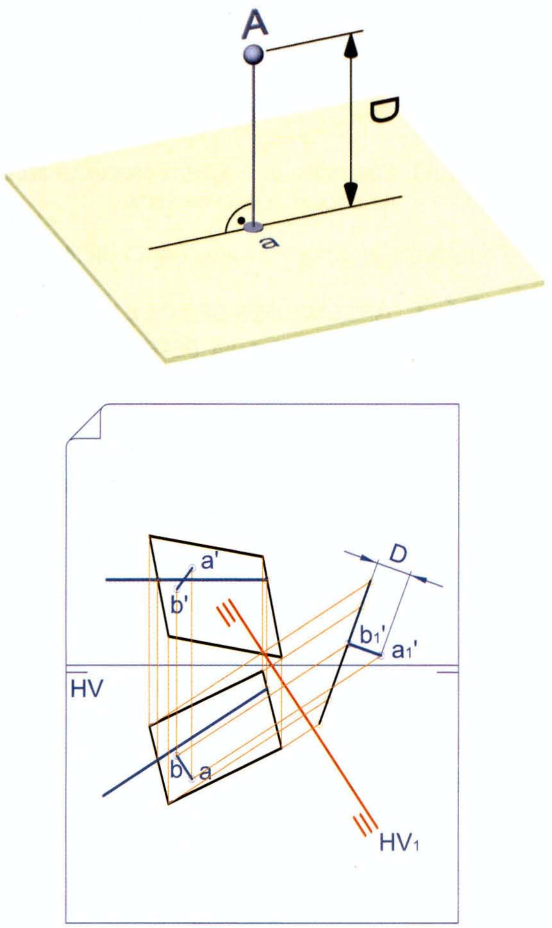


FIGURA 6.64. DISTANCIA DE UN PUNTO A UN PLANO.

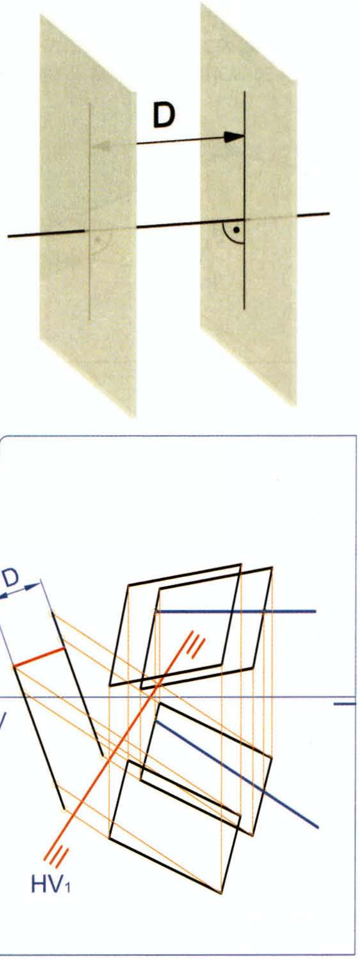


FIGURA 6.65. DISTANCIA ENTRE DOS PLANOS PARALELOS.

vos (figura 6.66). Primero se realiza un cambio de plano vertical V_1 situando la nueva línea de tierra paralela a las proyecciones horizontales. Así, las rectas se transforman en paralelas al nuevo plano vertical de proyección. Seguidamente se realiza un nuevo cambio de planos, horizontal H_1 en este caso, situando la línea de tierra perpendicular a las proyecciones verticales r_1' y s_1'.

Las rectas se convierten así en perpendiculares al nuevo plano horizontal H_1. La distancia D entre las dos rectas paralelas se mide entonces en la nueva proyección horizontal.

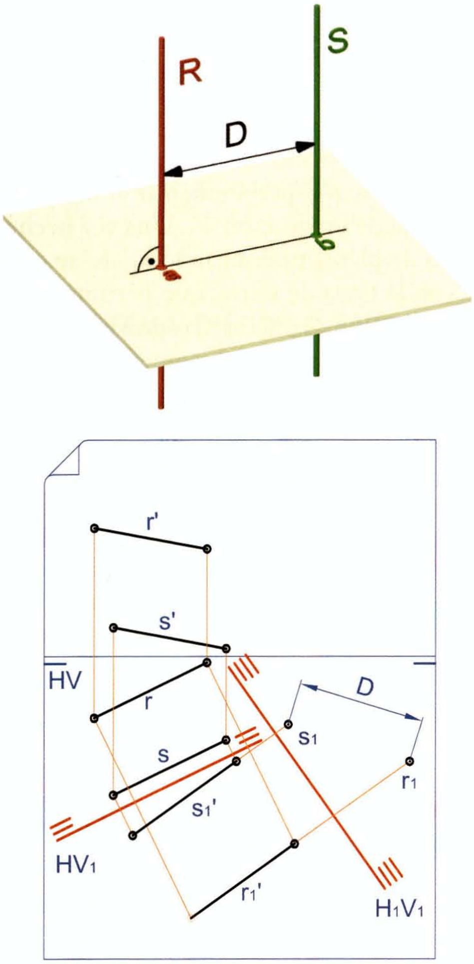


FIGURA 6.66. DISTANCIA ENTRE RECTAS PARALELAS.

Ángulo entre dos rectas

Para determinar el ángulo entre dos rectas que se cortan se realizan dos cambios de plano (figura 6.67). En primer lugar, se determina una recta horizontal del plano que forman. Se realiza entonces un cambio de plano vertical V_1, situando la nueva línea de tierra perpendicular a la recta horizontal para convertir el plano en perpendicular al plano vertical de proyección. Seguidamente se realiza un nuevo cambio de plano, horizontal H_1 en este caso, situando la línea de tierra paralela a las proyecciones verticales r_1' y s_1'. El plano formado por R y S pasa a ser ahora paralelo al horizontal H_1, y por lo tanto también las rectas R y S, por lo que el ángulo entre ambas se mide entonces en la nueva proyección horizontal.

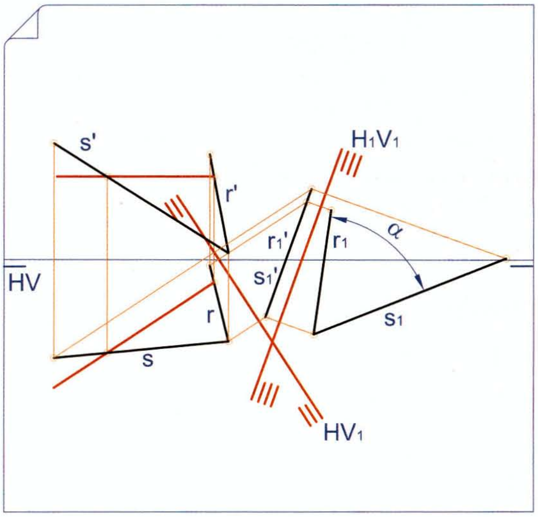


FIGURA 6.67. ÁNGULO ENTRE DOS RECTAS.

Ángulo entre dos planos

Para hallar el ángulo entre dos planos (figura 6.68) se realiza primero un cambio de plano vertical V_1, situando la nueva línea de tierra paralela a la proyección horizontal de la recta intersección de los dos planos (en este caso, dos cuadriláteros). Así, la recta intersección se transforma en paralela al nuevo plano vertical de proyección. Seguidamente se realiza un nuevo cambio de plano, horizontal H_1, situando la línea de tierra perpendicular a la proyección vertical r_1'. La recta se convierte así en perpendicular al nuevo plano horizontal H_1, y los dos cuadriláteros se sitúan perpendiculares al nuevo plano horizontal de proyección. El ángulo entre planos se mide entonces en la nueva proyección horizontal.

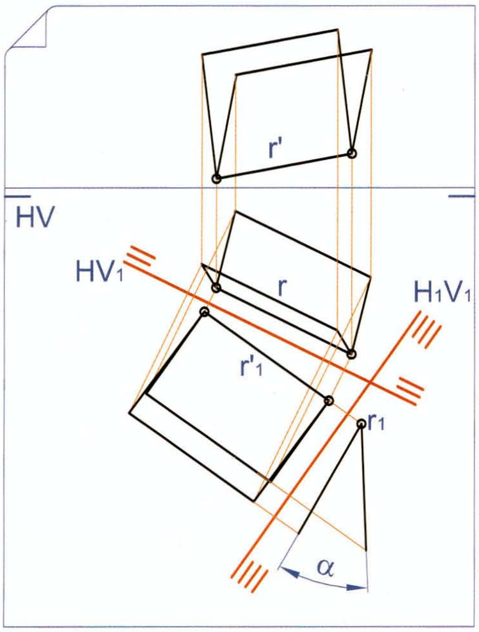


FIGURA 6.68. ÁNGULO ENTRE DOS PLANOS.

Ángulo entre recta y plano

Para hallar el ángulo entre una recta y un plano se realizan dos cambios de plano consecutivos V_1 y H_1 con objeto de situar el plano paralelo al nuevo plano horizontal de proyección H_1. En la figura 6.69 se ha representado un cuadrilátero y un segmento AB con un extremo situado en un lado del cuadrilátero (y por lo tanto, perteneciente al plano del cuadrilátero). Una vez hecho el doble cambio de plano se realiza un tercer cambio de plano vertical para situar el segmento AB paralelo al nuevo plano vertical V_2 (situando la nueva línea de tierra paralela a la proyección horizontal a_1-b_1). En la nueva proyección vertical se tendrá determinado el ángulo que forma el segmento AB y el plano.

Intersección entre recta y plano

Para hallar la intersección de un segmento AB con un plano (figura 6.70), basta con hacer un cambio de plano vertical V_1 para situar el plano en posición perpendicular al nuevo plano vertical de proyección V_1. Una vez hecho el cambio de plano, prolongando a_1'-b_1' se obtiene c_1' en la línea de tierra, que permite, deshaciendo el cambio, obtener las proyecciones del punto C, intersección del segmento AB con el cuadrilátero.

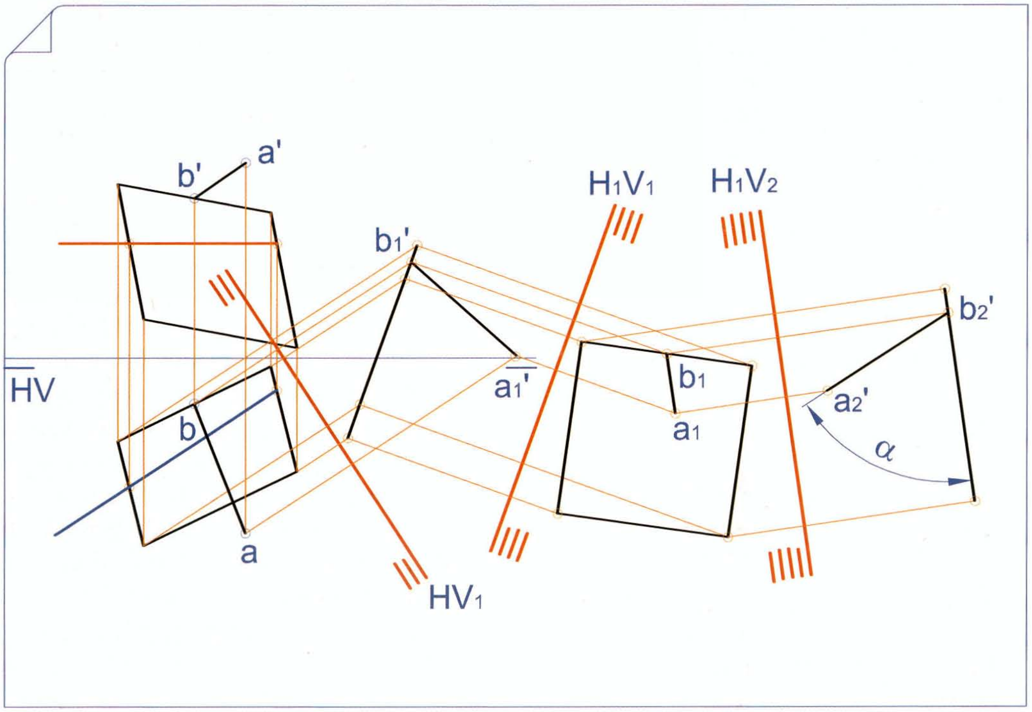


FIGURA 6.69. ÁNGULO ENTRE RECTA Y PLANO.

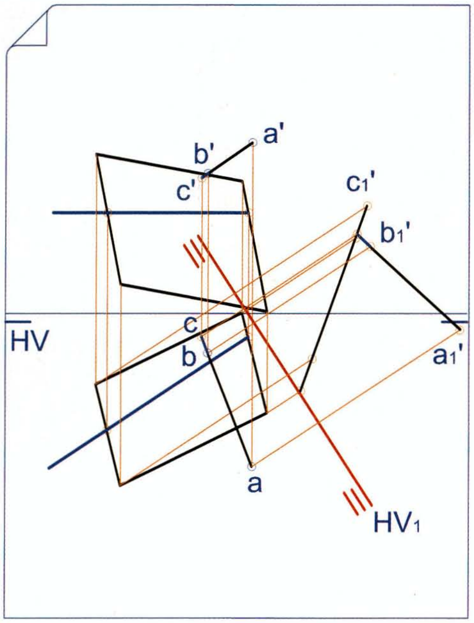


Figura 6.70. Intersección entre recta y plano.

6.7. Sistema diédrico directo

Al inicio de este capítulo se definieron las coordenadas absolutas, que permiten posicionar cualquier elemento con respecto a los planos ortogonales principales. La representación simultánea y relacionada de las proyecciones vertical (o alzado) y horizontal (o planta) en un solo plano (el plano del papel) constituyen la representación diédrica del objeto. También se vio que la incorporación de un tercer plano (plano de perfil), ortogonal con respecto a los dos principales, permitía obtener una tercera proyección (vista lateral o perfil) que, cuando sea necesaria para definir inequívocamente un cuerpo, se añadirá a las dos anteriores, de modo que las tres se representarán de manera simultánea y estarán relacionadas entre sí de forma única.

Pero la proyección ortogonal de un cuerpo cualquiera sobre cualquier plano no depende, evidentemente, de la posición del plano respecto del cuerpo, de modo que las proyecciones homónimas de un cuerpo sobre dos triedros paralelos son idénticas entre sí, por lo que se definen con independencia de la posición del triedro (siempre que se mantenga el paralelismo entre los planos de proyección homónimos).

En las figuras 6.71 y 6.72 se muestran el alzado y la planta de un mismo objeto colocado en dos posiciones distintas. En ambas figuras, tanto en el espacio como en el plano, se ve claramente que la posición de la línea de tierra no modifica ninguna de las proyecciones, y por tanto que su posición y colocación en el plano del dibujo es innecesaria.

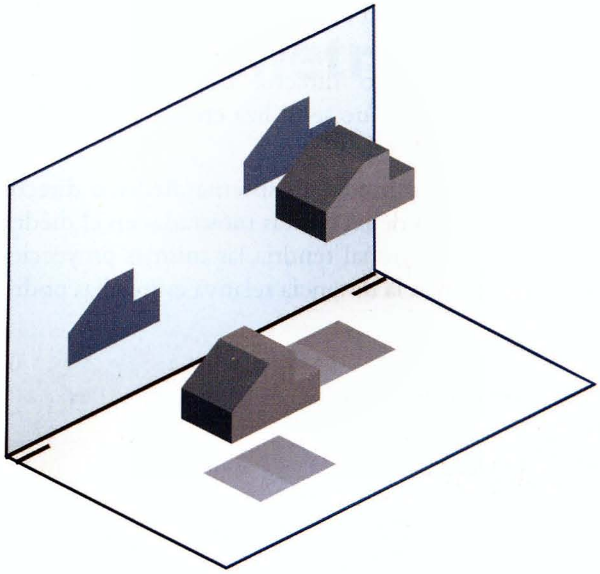


Figura 6.71. Una misma figura en distinta situación respecto de H y V.

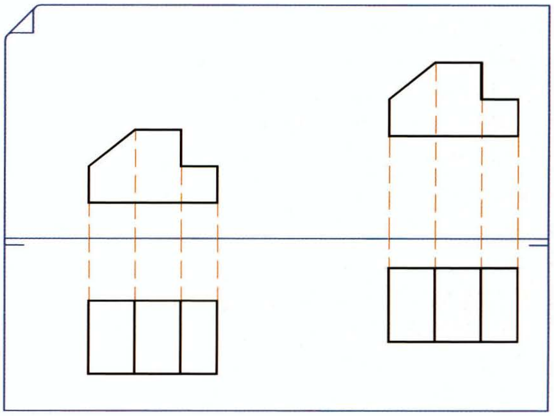


Figura 6.72. Proyecciones de una misma figura en distinta situación.

Con las coordenadas absolutas se obliga a dibujar las proyecciones con una distancia fija entre ellas, que coincide además con la suma de dos coordenadas absolutas. Dado lo innecesario

de incluir la LT, así como las trazas del tercer plano de proyección empleado, con los planos principales pueden suprimirse estas trazas, dando lugar al denominado *sistema diédrico directo*, en el que el concepto que tiene importancia es el de las *coordenadas relativas*. Las coordenadas relativas toman como referencia puntos del mismo cuerpo; así, se hablará de *cota relativa*, de *alejamiento relativo* o de *distancia relativa*.

En la figura 6.73 se muestran las proyecciones de la pieza anterior, representadas en el sistema diédrico directo. El sistema diédrico directo es el que se utiliza en la representación normalizada de piezas.

De este modo, en sistema diédrico directo, cualquiera de las figuras mostradas en el diédrico convencional tendría las mismas proyecciones, si bien la distancia relativa entre ellas podría variarse según las necesidades de la representación. Esto tiene la ventaja de poder mejorar la distribución de las vistas en la superficie del papel, con el fin de poder incluir correctamente la acotación, las construcciones auxiliares, etcétera.

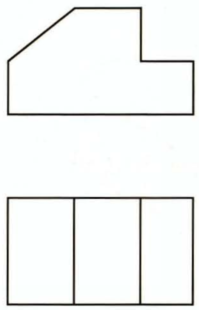
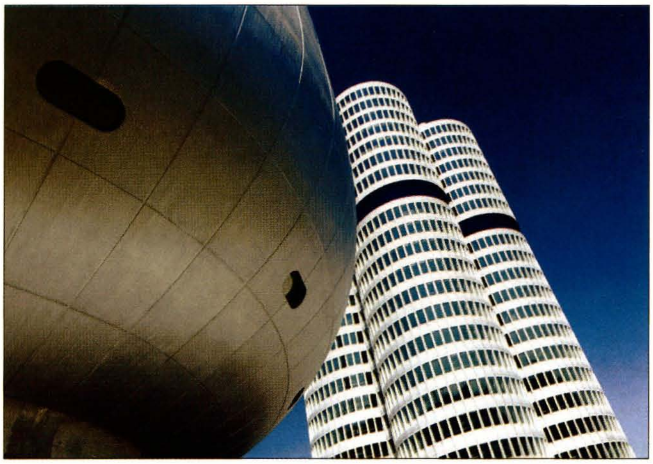


FIGURA 6.73. PROYECCIONES EN SISTEMA DIÉDRICO DIRECTO.



7

Primitivas geométricas

Introducción

Cualquier forma espacial de tres dimensiones está compuesta por un conjunto de elementos geométricos sencillos, tales como puntos, líneas y superficies, a los que se considera elementos fundamentales, y mediante los cuales es posible generar cualquier objeto por complicado que sea.

Este capítulo es una introducción a las formas bi y tridimensionales empleadas en la técnica, haciendo especial énfasis en aquellas formas geométricas básicas de uso más frecuente.

En primer lugar se presentan las curvas más comunes que aparecen en la técnica. Se comienza con las cónicas, que desempeñan un papel fundamental. Se definen estas curvas, se establecen sus propiedades principales y se indica cómo pueden construirse basándose en las propiedades de la homología vistas en capítulos anteriores.

Seguidamente se presentan las curvas cíclicas obtenidas a partir de la trayectoria que sigue un punto de una circunferencia al rodar ésta sobre otra curva. Se indican cuáles son las principales de estas curvas, sus propiedades, sus métodos de construcción y sus aplicaciones técnicas. Resulta de particular interés el perfil de evolvente utilizado para la construcción de engranajes.

A continuación se presentan las principales superficies clasificándolas en sus diferentes tipos: regladas y no regladas, desarrollables y alabeadas, etc. Dentro de las superficies regladas se encuentran los cuerpos más frecuentes, y por ello se dedica especial atención a poliedros, prismas, pirámides, conos y cilindros. Para todos ellos se indican sus principales propiedades y, por su importancia, la forma en que se representan en el sistema diédrico. Mención especial también merecen las superficies de revolución. De todas ellas se describen con detalle la esfera y el toroide.

Por otra parte, en la actualidad el empleo de programas de diseño asistido por ordenador permite diseñar, representar y fabricar con toda la precisión necesaria superficies con formas libres, cuyo empleo no era posible con los métodos tradicionales. Con objeto de conocer estas curvas y superficies, aunque sea de modo muy superficial, se describen brevemente las más empleadas, así como las líneas que las originan.

Se presentan los tipos de curvas y superficies más utilizados y sus características y aplicaciones fundamentales. También las curvas y superficies de Bézier y las *B-splines*. Por último se muestra el tipo de superficies más sofisticadas, denominadas NURBS, mostrándose con algunos ejemplos la complejidad de las superficies que se pueden obtener con los programas de ordenador que utilizan estas superficies.

7.1. Puntos

Un punto representa una posición exacta en el espacio. No tiene dimensiones, y en los dibujos habitualmente se representa mediante dos trazos pequeños en cruz. En gráficos de ordenador normalmente los puntos se denominan *nodos*, y permiten situar exactamente los puntos que cumplen una determinada condición, como, por ejemplo, ser el punto final de un segmento, el punto de intersección de dos líneas, etcétera.

Figura 7.2. Curva plana (arco de la torre Eiffel).

7.2. Curvas

Una línea es una primitiva geométrica que tiene una sola dimensión. Posee longitud y está caracterizada por su dirección, pero carece de anchura y altura. Una línea puede ser *recta*, *curva*, o una combinación de ambas. En general, una línea es el lugar geométrico de las posiciones de un punto que se desplaza en el espacio siguiendo una trayectoria.

El caso más sencillo de línea es una recta. Una línea recta se genera mediante un punto que se desplaza sin cambiar de dirección (figura 7.1). Puede tener longitud finita, en cuyo caso se conoce como *segmento*, o ser de longitud infinita.

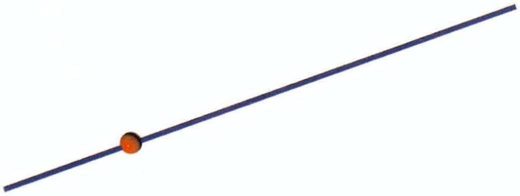


Figura 7.1. Línea recta.

Las curvas se pueden clasificar en dos grandes familias: planas y alabeadas. Una curva se denomina *plana* (figura 7.2) cuando toda ella está contenida en un plano (p. ej., una circunferencia). Una curva se denomina *alabeada* (figura 7.3) cuando cuatro puntos infinitamente próximos no están contenidos en un plano (p. ej., una hélice). A las curvas alabeadas se las suele llamar también *de doble curvatura*.

Figura 7.3. Curvas alabeadas: álabes de una turbina de un avión.

La curva plana más elemental es la circunferencia. Es la línea curva plana regular en la que todos sus puntos están a la misma distancia de un punto interior denominado *centro*. La superficie interior es el *círculo*. La circunferencia es la curva que con mayor frecuencia aparece en la técnica, no solamente en elementos constructivos que se proyectan en determinadas condiciones como circunferencias (esferas, cilindros, etc.), sino en todos los campos de la ciencia. Por ejemplo, cuestiones como la representación de las trayectorias seguidas por partículas (los electrones giran alrededor del núcleo describiendo órbitas circulares), o por puntos concretos de mecanismos (en el mecanismo biela-manivela, que forma parte de todas las máquinas alternativas, el extremo de la manivela describe siempre una circunferencia), son descritas y representadas gráficamente mediante circunferencias.

■ 7.2.1. Curvas cónicas

Se denominan *curvas cónicas* las curvas intersección de un cono de revolución con un plano. Son curvas planas. En función de la posición relativa entre el plano de corte y el eje del cono, se obtienen los tres tipos de curvas: la elipse, la parábola y la hipérbola.

El teorema de Dandelin establece que si se construyen dos esferas tangentes al cono y al plano de corte, los puntos de tangencia de las esferas y el plano son los focos de la cónica.

La *elipse* se obtiene cuando el ángulo que forman el eje del cono y el plano de corte es mayor que el semiángulo cónico, es decir, $\alpha > \beta$. En este caso, el plano secante corta a todas las generatrices del cono, dando lugar a una curva cerrada (figura 7.4).

La *parábola* se obtiene cuando el ángulo que forman el eje del cono y el plano de corte es igual que el semiángulo cónico (el que forma cualquier generatriz con el eje), es decir, $\alpha = \beta$. En este caso el plano secante es paralelo a una generatriz (figura 7.5).

La *hipérbola* se obtiene cuando el ángulo que forman el eje del cono y el plano de corte es menor que el semiángulo cónico, es decir $\alpha < \beta$. En este caso el plano de corte es paralelo a dos generatrices (figura 7.6).

Elementos de una cónica

Seguidamente se definen los elementos de la cónica a partir de las esferas tangentes al cono y al plano de corte, según el teorema de Dandelin (figura 7.7).

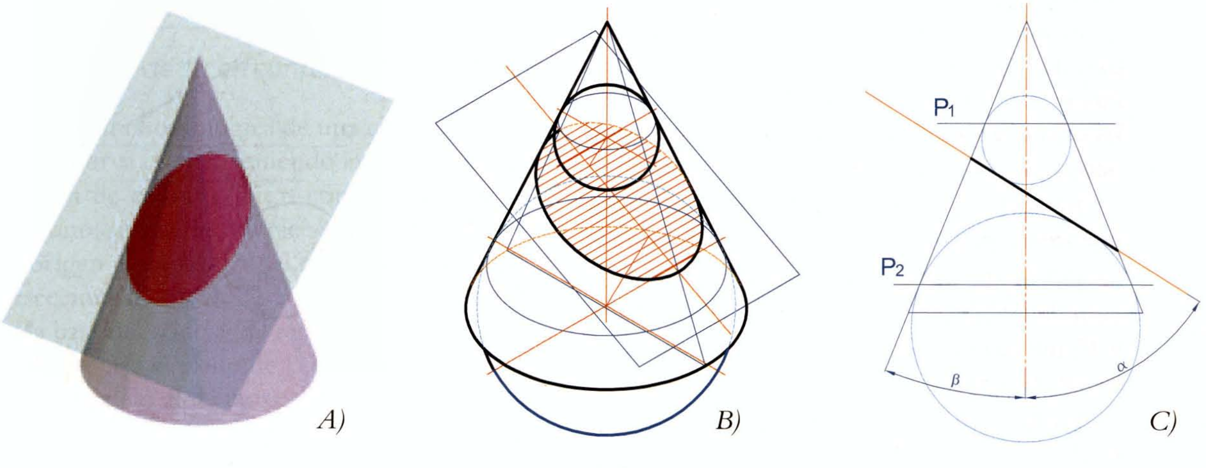


Figura 7.4. Elipse.

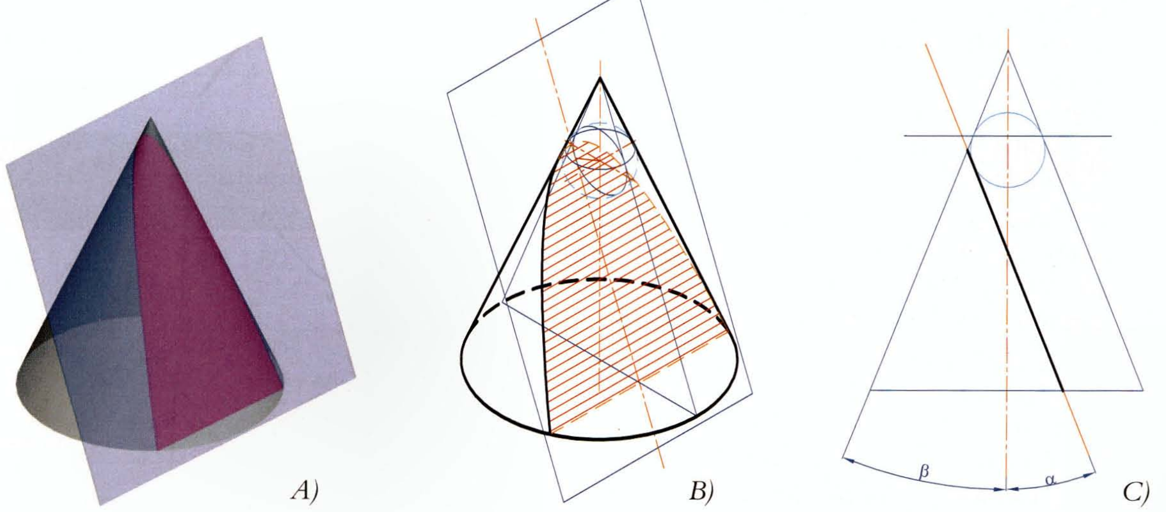


Figura 7.5. Parábola.

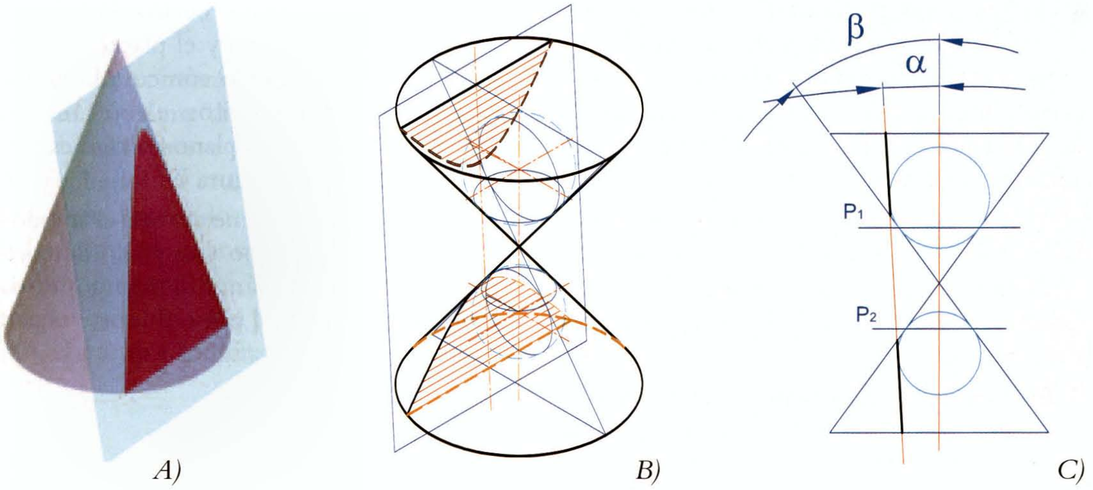


FIGURA 7.6. HIPÉRBOLA.

Centro: es el punto de corte de los ejes de simetría de la cónica.

Focos: son los puntos básicos que se utilizan para definir las cónicas como lugares geométricos, y coinciden con los puntos de tangencia de las esferas anteriormente descritas y el plano de corte.

Radios vectores: son los segmentos PF_1 y PF_2, que unen un punto con los focos de la cónica.

Directrices: son las rectas D_1 y D_2 intersección del plano secante con el plano o planos P_1 y P_2 que contienen el círculo de tangencia de las esferas con el cono.

En función de los focos y los radios vectores, las curvas cónicas tienen las siguientes definiciones: la elipse es el lugar geométrico de los puntos P cuya suma de distancias a los focos F_1 y F_2 es constante. La parábola es el lugar geométrico de los puntos del plano que equidistan del *foco* y de la recta *directriz*. La hipérbola es el lugar geométrico de los puntos P del plano cuya diferencia de distancias a los focos F_1 y F_2 es constante.

Circunferencias focales: son las que tienen por centro los focos y por radio la longitud entre los vértices V_1 y V_2. En la parábola tienen radio infinito, y éste coincide con la recta directriz.

La elipse puede definirse también como el lugar geométrico de los centros de las circunferencias que pasan por un foco y son tangentes a la circunferencia focal definida en el otro foco. La hipérbola puede definirse como el lugar geométrico de los centros de las circunfe-

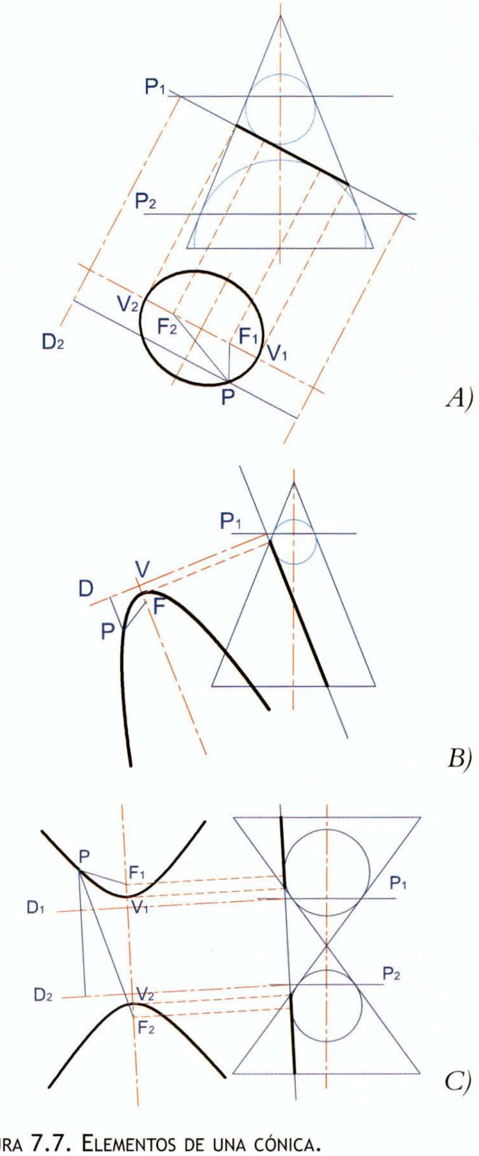


FIGURA 7.7. ELEMENTOS DE UNA CÓNICA.

rencias que pasan por un foco y son tangentes a la circunferencia focal definida en el otro foco. La parábola puede definirse asimismo como el lugar geométrico de los centros de las circunferencias que pasan por el foco y son tangentes a la directriz.

Circunferencia principal: es la que tiene su centro coincidente con el de la curva y como diámetro el eje real. En la parábola y en la hipérbola el diámetro vale $V_1 V_2$, y en la parábola es infinito.

Excentricidad: es el cociente entre la distancia de un punto cualquiera de la cónica al foco y a la directriz correspondiente. Se caracteriza por ser un parámetro constante en la cónica.

En la tabla 7.1 aparecen resumidos los valores de la excentricidad y las definiciones de circunferencia focal y circunferencia principal para cada cónica.

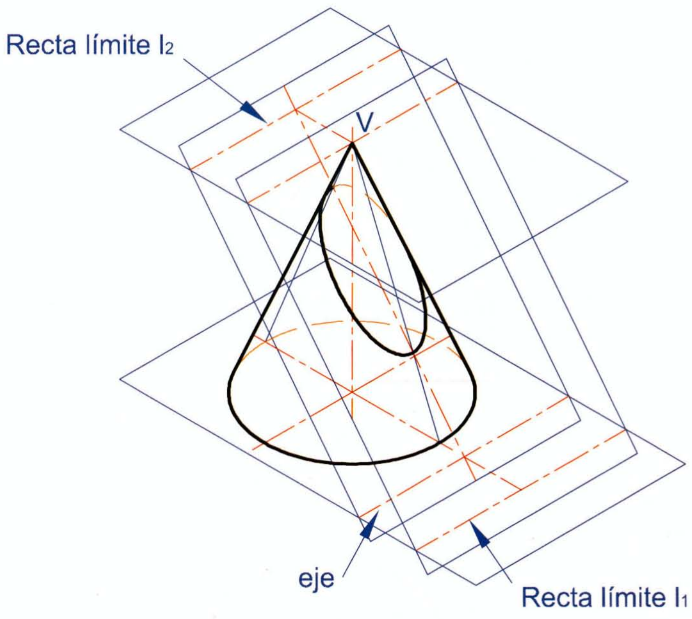


FIGURA 7.8. DEFINICIÓN HOMOLÓGICA DE LAS CÓNICAS.

Homología de la circunferencia

La figura homológica de una circunferencia es una curva cónica. Teniendo en cuenta la definición de curvas cónicas como secciones de un cono, se puede establecer una homología de origen el vértice V del cono, de eje e la intersección del plano de corte del cono con el de la base del cono, y de recta límite l_1 la intersección entre el plano de la base del cono y un plano paralelo al de corte que pase por el vértice. Así, la sección cónica y la base del cono son figuras homológicas (figura 7.8).

Una vez definida la homología espacial, ésta puede abatirse para convertirse en una plana (figura 7.9).

Este concepto permite definir y construir cónicas a partir de circunferencias y, a su vez, dado que en la homología se mantienen las condiciones de tangencia, permite reducir el trazado de tangentes a cónicas a tangentes a circunferencias reconstruyendo la homología.

Transformaciones homológicas de la circunferencia

Cuando una circunferencia se transforma homológicamente y la recta límite de la homología es exterior a la circunferencia, la figura transformada es una elipse (figura 7.10).

Cónica	Excentricidad	Valor	Circunferencia focal		Circunferencia principal	
			Centro	Radio	Centro	Radio
Elipse	$e = PF_1 / PD_1$	$e < 1$	Focos	Eje mayor V_1V_2	Centro de la elipse	Semieje mayor $V_1V_2 / 2$
Hipérbola	$e = PF_1 / PD_1$	$e > 1$	Focos	Eje real V_1V_2	Punto medio del eje real	Semieje real $V_1V_2 / 2$
Parábola	$e = PF / PD$	$e = 1$	Recta directriz	∞	Recta tangente en el vértice	∞

TABLA 7.1. *Valores de excentricidad de circunferencia focal y circunferencia de las curvas cónicas.*

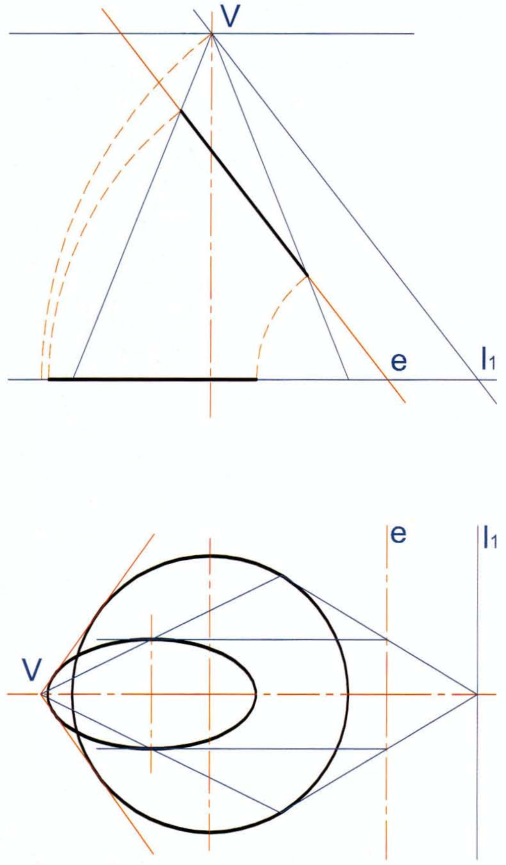


FIGURA 7.9. TRANSFORMACIÓN DE HOMOLOGÍA ESPACIAL EN PLANA.

La recta límite representa el lugar geométrico de los puntos homólogos de los impropios de la otra figura. Como la circunferencia no tiene ningún punto impropio, la curva transformada tampoco tendrá puntos impropios, por lo que se tratará de una elipse.

Para hallar la transformada de la circunferencia a través de la homología definida por el eje *e*, la recta límite l_1 y el centro *V*, se elige un punto *A* cualquiera de la recta límite. Por *A* se trazan las tangentes a la circunferencia en los puntos 1 y 2. Como el punto *A* pertenece a la recta límite, su homólogo será el punto del infinito A'^{∞} de la recta *VA*. Por lo tanto, las homólogas de las rectas *A*-1 y *A*-2 pasarán por el punto de corte de *A*-1 y *A*-2 con el eje *e*, y serán paralelas a la dirección *VA*. Desde el punto *B*, intersección de la recta 1-2 con la recta límite, se vuelven a trazar dos tangentes a la circunferencia por los puntos 3 y 4. Las rectas 1-2 y 3-4 se cortan en un punto *O* cuyo homólogo *O'* será el centro de la elipse. Los segmentos 1'-2' y 3'-4' serán dos diámetros conjugados de la elipse. Las homólogas de las rectas *A*-1, *A*-2, *B*-3 y *B*-4, tangentes a la circunferencia, serán a su vez tangentes a la elipse (figura 7.10).

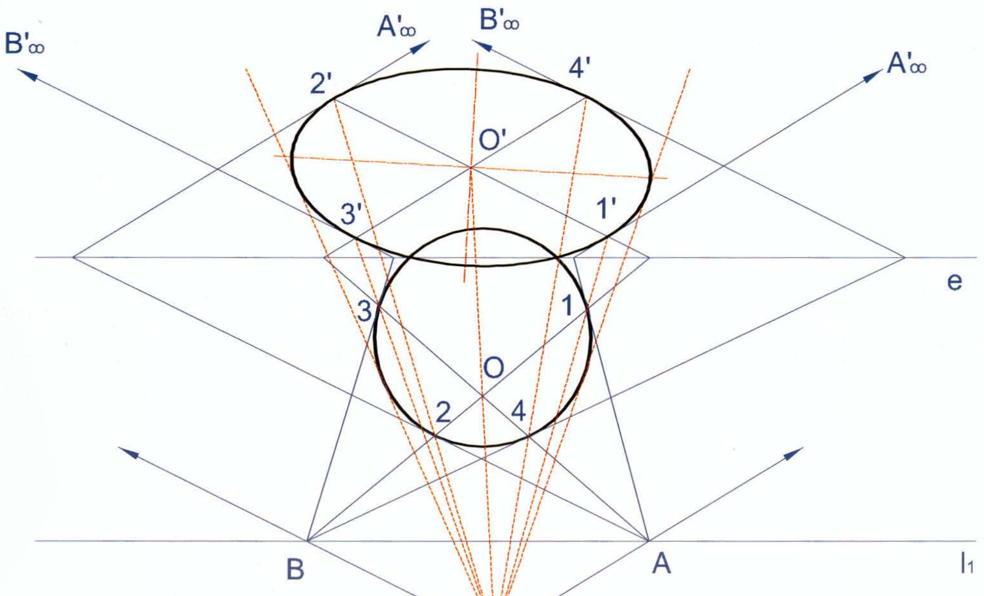


FIGURA 7.10. TRANSFORMACIÓN HOMOLÓGICA DE UNA CIRCUNFERENCIA EN UNA ELIPSE.

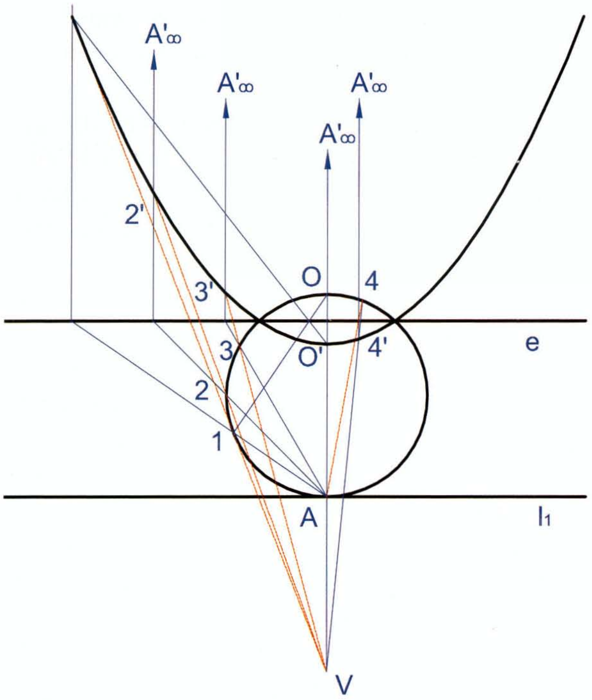


FIGURA 7.11. TRANSFORMACIÓN HOMOLÓGICA DE UNA CIRCUNFERENCIA EN UNA PARÁBOLA.

Cuando la recta límite resulta tangente a la circunferencia, la transformada de la circunferencia resulta ser una parábola (figura 7.11).

Cuando la recta límite corta a la circunferencia, la transformada de la circunferencia resulta ser una hipérbola (figura 7.12).

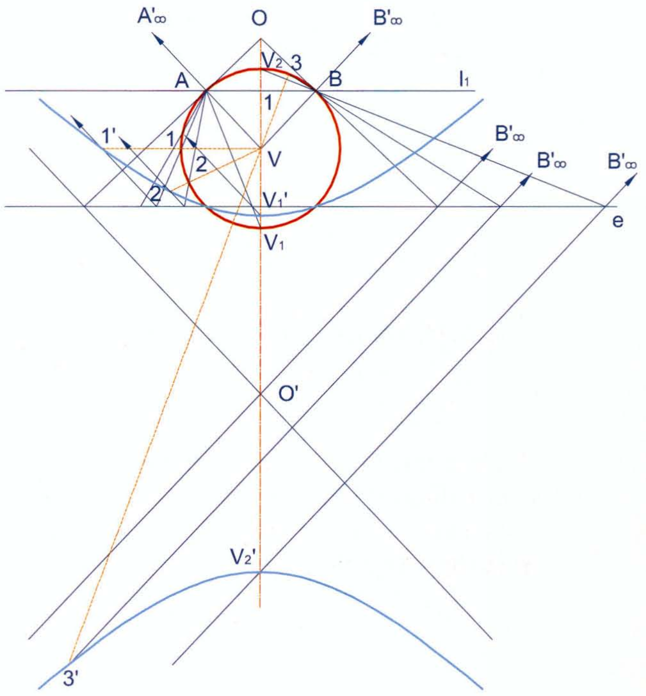


FIGURA 7.12. TRANSFORMACIÓN HOMOLÓGICA DE UNA CIRCUNFERENCIA EN UNA HIPÉRBOLA.

Afinidad de la circunferencia

Si se corta un cilindro de revolución por un plano oblicuo a su eje, la sección producida es una elipse. Esta propiedad supone el establecer una afinidad entre la sección del cilindro y la base del mismo (figura 7.13).

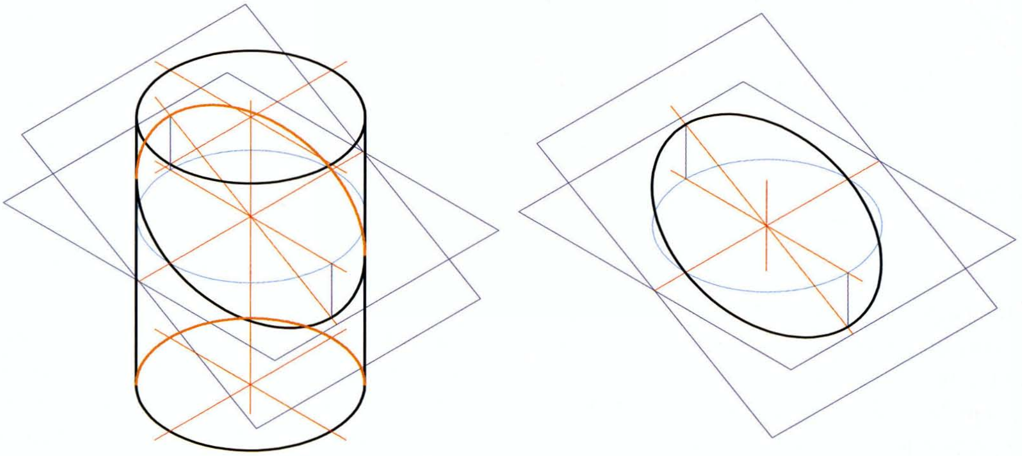


FIGURA 7.13. AFINIDAD ENTRE ELIPSE Y CIRCUNFERENCIA.

Según lo anterior, si se abate la sección sobre el plano de la base girando alrededor del eje común entre circunferencia y elipse, se puede establecer también una afinidad en el plano (figura 7.14).

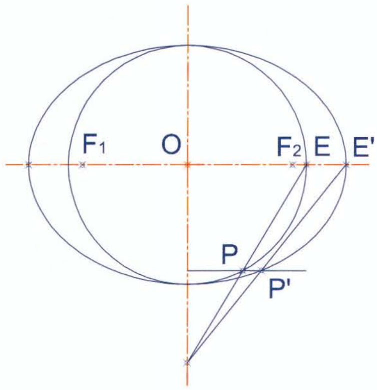


FIGURA 7.14. ELIPSE Y CIRCUNFERENCIA AFINES.

De la misma forma, también puede definirse una afinidad entre una circunferencia y una elipse cuyo eje mayor coincida con el diámetro de la elipse (figura 7.15).

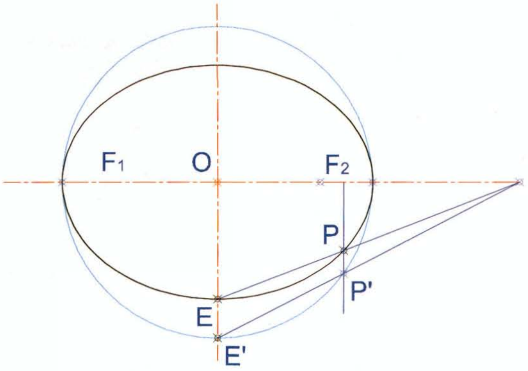


FIGURA 7.15. ELIPSE Y CIRCUNFERENCIA AFINES.

En cualquiera de los casos, la afinidad se establece con un eje definido por el diámetro de la circunferencia, que coincide con el correspondiente eje de la elipse, y con una dirección de afinidad perpendicular al eje. Esta relación de afinidad permite aplicarla a la construcción de elipses a partir de circunferencias (figuras 7.14 y 7.15).

Para ello basta con ir trazando rectas que corten a la circunferencia en puntos e ir determinando sus afines sobre la elipse.

También se puede aplicar al trazado de tangencias en elipses, ya que la afinidad mantiene la condición de tangencia. Trazando una recta tangente a la circunferencia, su afín será la tangente a la elipse (figura 7.16).

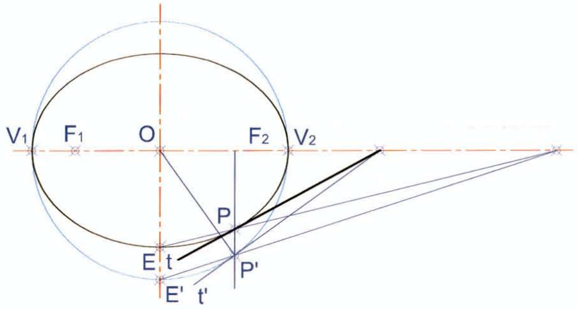


FIGURA 7.16. TRAZADO DE TANGENTES A ELIPSES MEDIANTE AFINIDAD.

Por último, puede utilizarse para obtener pares de diámetros conjugados en la elipse (figura 7.17)

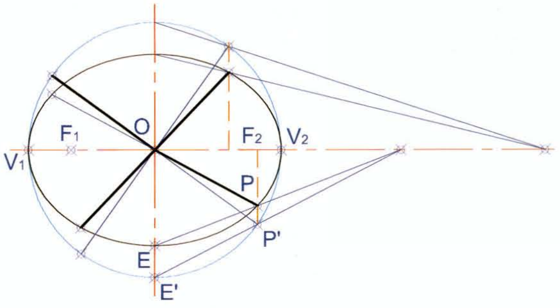


FIGURA 7.17. OBTENCIÓN DE DIÁMETROS CONJUGADOS EN LA ELIPSE.

7.2.2. CURVAS CÍCLICAS

Una *curva cíclica* es una curva plana que describe la trayectoria que sigue un punto de un círculo que rueda sin resbalar sobre una línea denominada directriz. Su aplicación fundamental es la descripción de trayectorias seguidas por puntos, como por ejemplo en mecánica.

La circunferencia correspondiente al círculo generador se denomina *ruleta*. Cuando la directriz corresponde a una línea recta, la curva se denomina *cicloide*. En el caso de que la directriz sea una circunferencia las curvas se denominan *epicicloides* o *hipocicloides* (figura 7.18).

Cicloide

Su directriz es una recta. En el caso de que el punto se encuentre en el perímetro de la ruleta, se denomina *cicloide normal*.

Si se encuentra en el interior del círculo rodando invariablemente unido a él se denomina *cicloide acortada*. Si el punto se encuentra fuera del círculo se denomina *cicloide alargada*.

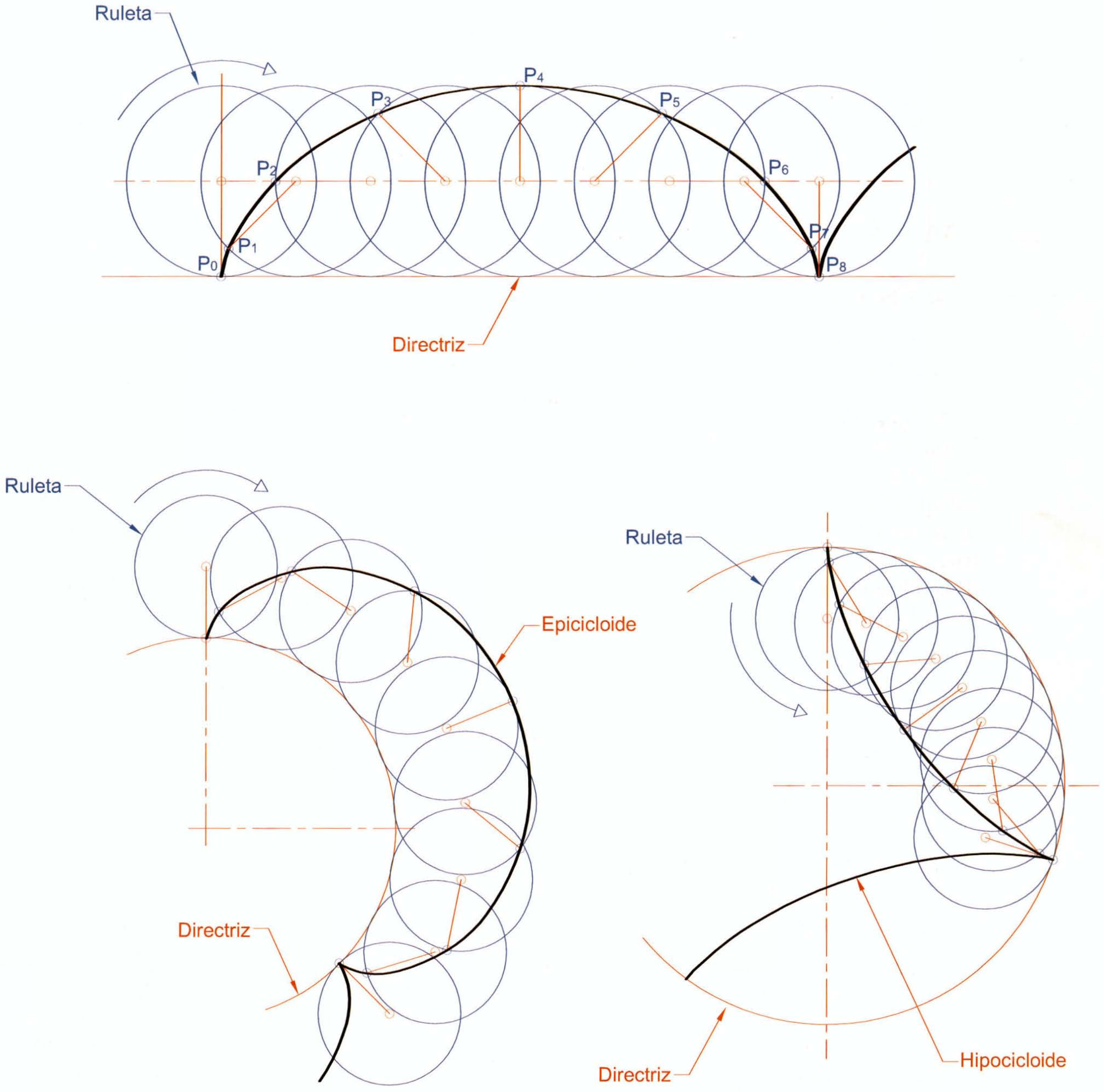


FIGURA 7.18. CURVA CÍCLICA.

• Cicloide normal

Si consideramos como primer punto P_0 el de tangencia T_0 de la ruleta con la directriz, cuando la circunferencia ruede hasta que el punto P llegue a la posición P_1, el arco abarcado será el que corresponde a P_1T_1, y el recorrido sobre la directriz corresponderá a T_0T_1, resultando la nueva posición del centro la del punto O_1 (figura 7.19).

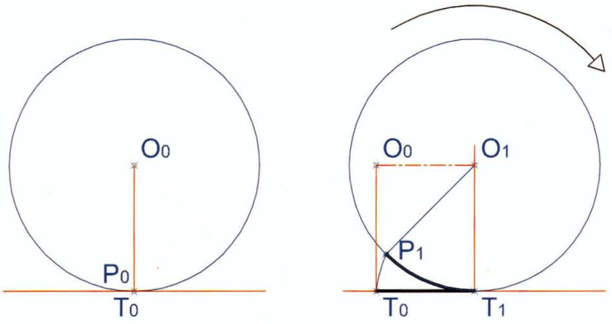


FIGURA 7.19. CICLOIDE NORMAL.

La longitud del segmento T_0T_1 es igual que la longitud del arco P_1T_1. Cuando se completa media vuelta de la ruleta, el punto medio del recorrido P_4 corresponde a la mitad de la longitud de la circunferencia desarrollada sobre la directriz, y cuando se completa una vuelta completa de la ruleta, el punto final P_8 corresponde al punto final de este desarrollo. Al pasar de un ciclo a otro la cicloide normal termina y comienza en un mismo punto.

Teniendo en cuenta lo explicado, para el trazado de la cicloide normal se seguirán los siguientes pasos:

1. Se traza el desarrollo de la ruleta sobre una recta directriz y se divide en un número de partes iguales.
2. Sobre una paralela a la directriz correspondiente al lugar geométrico de la posición de los centros de la ruleta al rodar sobre ella, se trazan perpendiculares desde las divisiones anteriores, localizando los centros de la ruleta en cada punto.
3. En un punto de la directriz se dibuja la ruleta y se divide en tantas partes iguales como se ha dividido el desarrollo de ella sobre la directriz.
4. Por cada punto de división se trazan paralelas a la directriz, y por cada centro circunferencias, de radio el de la ruleta, de manera que donde se corte la circunferencia de centro la primera división con la primera paralela obtendremos un punto que corresponderá a un avance y una elevación, y por tanto a la cicloide. El resto de los puntos se obtienen de la misma forma. El punto más alto corresponde al que está situado en la mitad del desarrollo en el extremo del diámetro perpendicular y el último al último del desarrollo (figura 7.20).

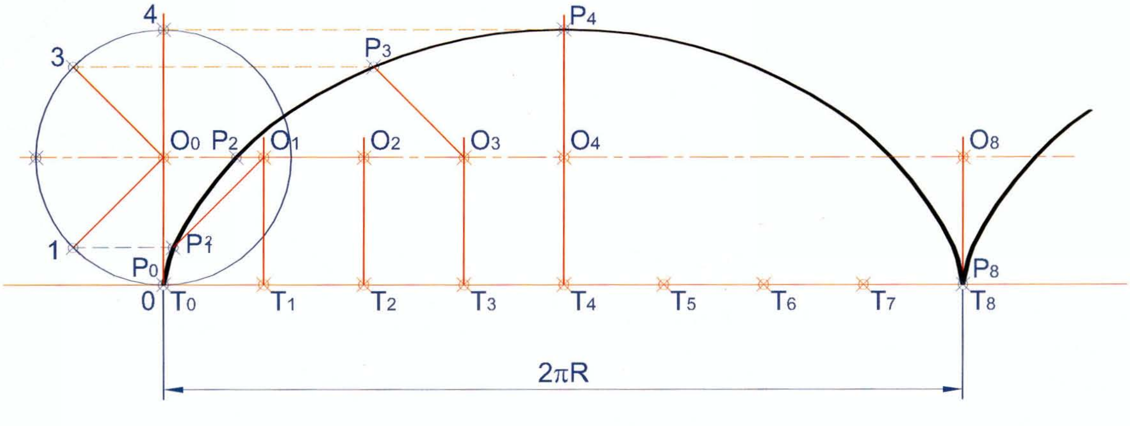


FIGURA 7.20. CICLOIDE NORMAL.

- **Cicloide alargada y acortada**

Si en lugar de tomar un punto en la circunferencia se toma en el exterior o en el interior pero invariablemente unidos a él en su rodadura sobre la directriz, se obtienen las cicloides alargada y acortada. En el caso de haber más de un ciclo, la cicloide alargada forma un bucle y la acortada retrocede (figura 7.21).

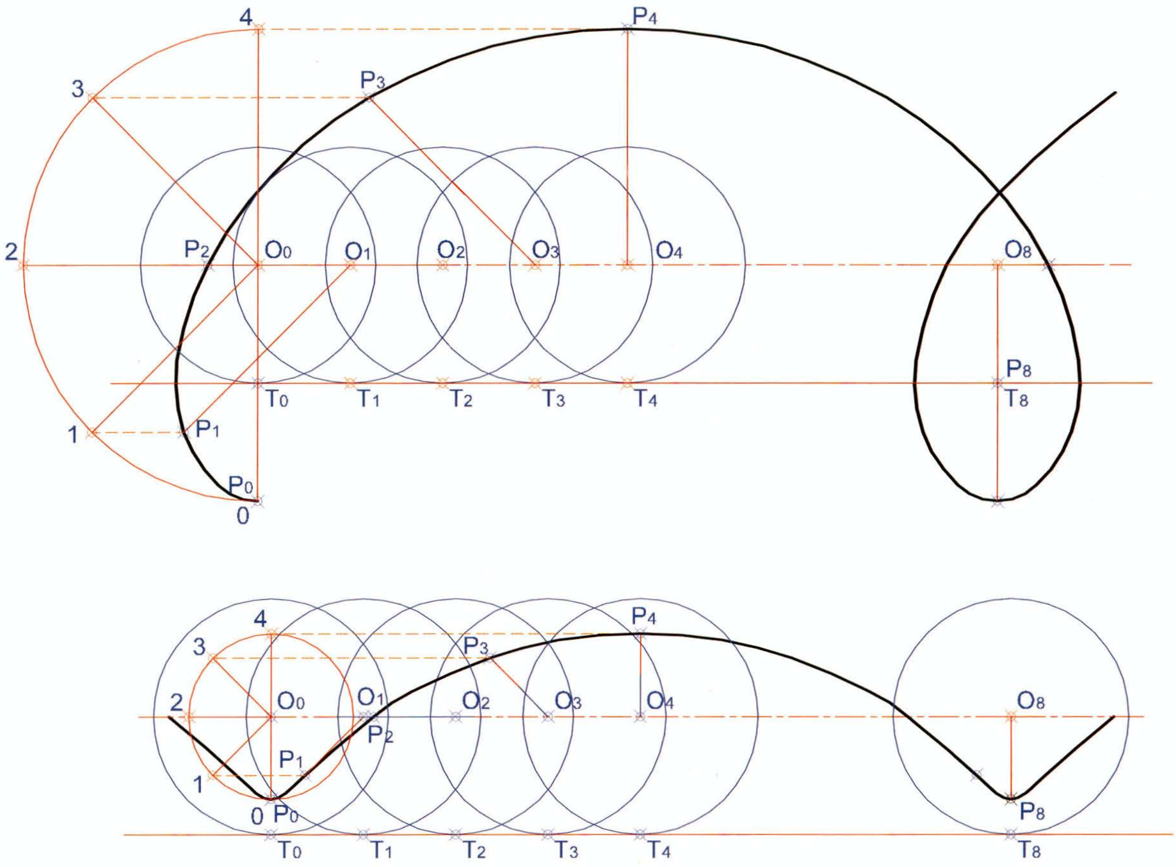


FIGURA 7.21. CICLOIDE ALARGADA Y ACORTADA.

Epicicloide

La cicloide se genera cuando la ruleta gira sin resbalar sobre la circunferencia directriz por el exterior de ésta (figura 7.22).

Como en la cicloide, la epicicloide puede ser normal, alargada o acortada, si el punto se encuentra en la circunferencia de la ruleta, fuera de ella o en su interior.

Cuando la relación entre los radios de la ruleta y la directriz es racional, después de un número de vueltas se vuelve a la posición inicial.

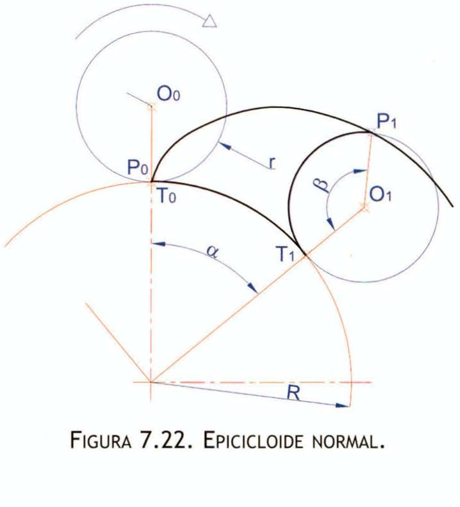


FIGURA 7.22. EPICICLOIDE NORMAL.

- **Epicicloide normal**

Su construcción es parecida a la de la cicloide normal pero, dado que la ruleta rueda sobre una circunferencia, se calcula el punto inicial y el final por medio del ángulo del arco que abarcan estas posiciones:

1. La ruleta de radio r rodará sobre la directriz una longitud igual a la del arco T_0T_1 correspondiente a un giro de la ruleta, de valor β.
2. En la directriz de radio R se determina el ángulo α, que abarca el arco T_0T_1, y éste debe ser igual al arco desarrollado de la ruleta P_1T_1.
3. El valor del arco P_1T_1 será el producto del radio r de la ruleta multiplicado por β.
4. El valor del arco T_0T_1 será el producto del radio R de la directriz multiplicado por α.
5. Dado que $P_1T_1 = T_0T_1$, se tendrá (véase figura 7.22):

$$\alpha = \frac{\beta r}{R}$$

Si la ruleta completa una vuelta completa, β = 360°, por lo que:

$$\alpha_v = \frac{360°r}{R}$$

es decir, el ángulo α que cubre el recorrido completo de una vuelta completa de la ruleta sobre la directriz se obtiene multiplicando 360° por el radio de la ruleta y dividiéndolo entre el de la directriz.

Para el resto del trazado de la epicicloide normal se actúa igual que en la cicloide normal, dividiendo en un mismo número de partes iguales el ángulo calculado y la ruleta, y trazando paralelas que, en este caso, son arcos concéntricos con la directriz (figura 7.23).

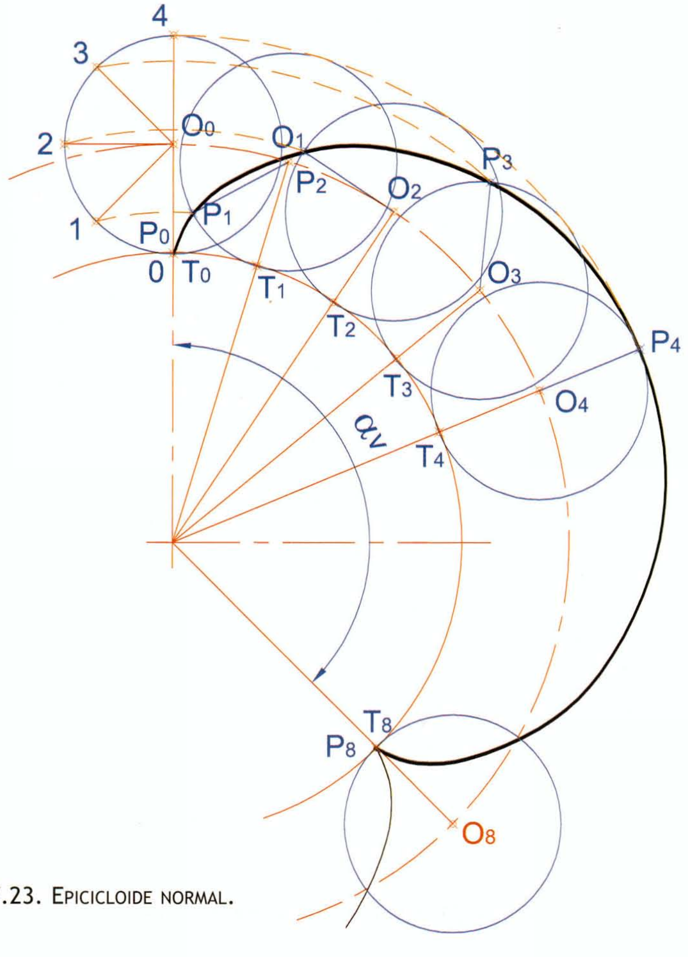


FIGURA 7.23. EPICICLOIDE NORMAL.

- **Epicicloide alargada y acortada**

Si en lugar de tomar un punto en la circunferencia generatriz se toma en el exterior o en el interior, se obtienen las epicicloides alargada y acortada.

Para su trazado se utilizan métodos análogos al de la epicicloide normal, alargando o acortando en cada posición (figura 7.24).

Hipocicloide

Cuando la ruleta gira sin resbalar sobre la circunferencia directriz por el interior de ésta se genera una hipocicloide.

Como en la cicloide, la hipocicloide puede ser normal, alargada o acortada si el punto se encuentra en la circunferencia de la ruleta, fuera de ella o en su interior.

Cuando la relación entre los radios de la ruleta y la directriz es racional, después de un número de vueltas se vuelve a la posición inicial.

- **Hipocicloide normal**

Su trazado, como en el caso de la epicicloide, es parecido al de la cicloide normal, calculando el punto inicial y el final por medio del ángulo del arco que abarcan estas posiciones.

1. La ruleta de radio r rodará sobre la directriz una longitud igual a la de su circunferencia $2\pi r$.
2. En la directriz de radio R se determina el ángulo α que abarca un arco de longitud igual a la de la ruleta $2\pi r$.
3. El ángulo α tendrá por valor el producto del radio r de la ruleta por 360° dividido entre el radio de la directriz R.

Para el resto del trazado de la hipocicloide normal se actúa igual que en la cicloide normal, dividiendo en un mismo número de partes iguales el ángulo calculado y la ruleta, y trazando paralelas que, en este caso, son circunferencias concéntricas con la directriz (figura 7.25).

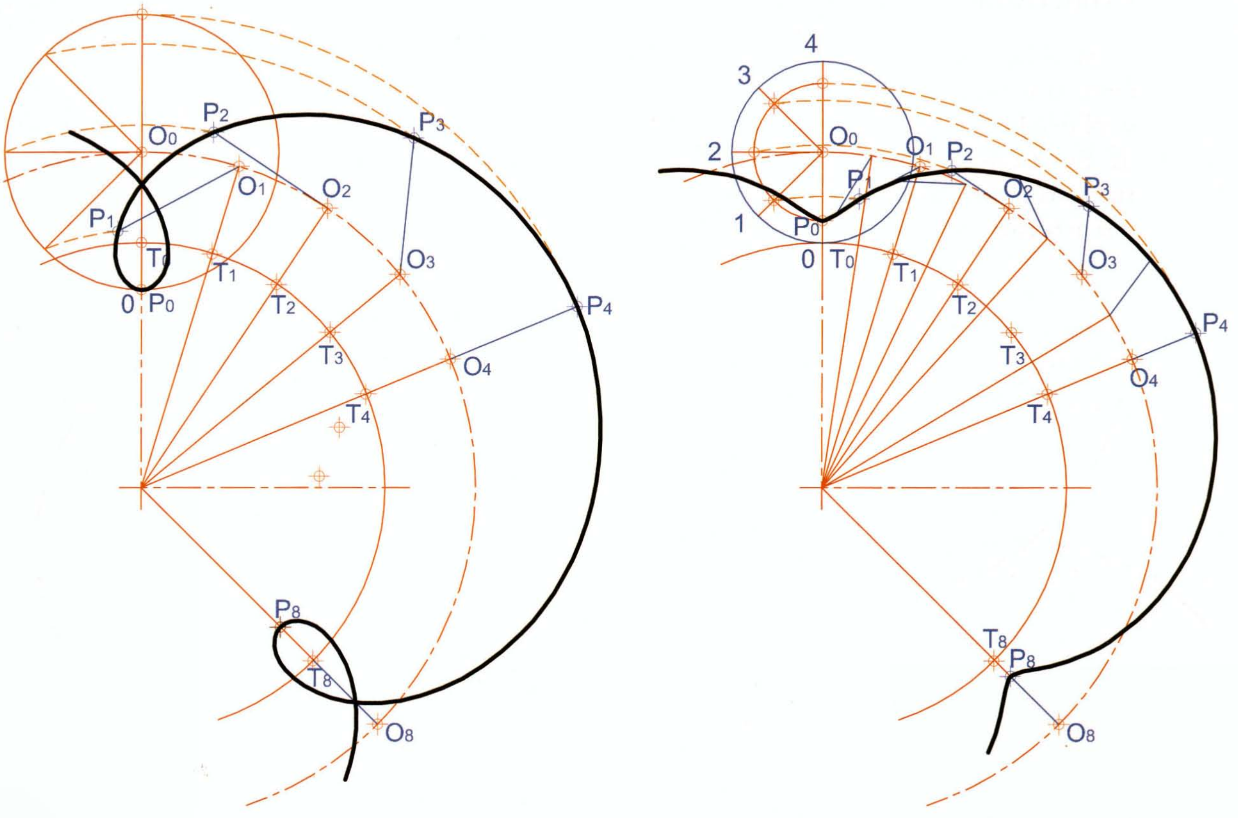


FIGURA 7.24. EPICICLOIDE ALARGADA Y ACORTADA.

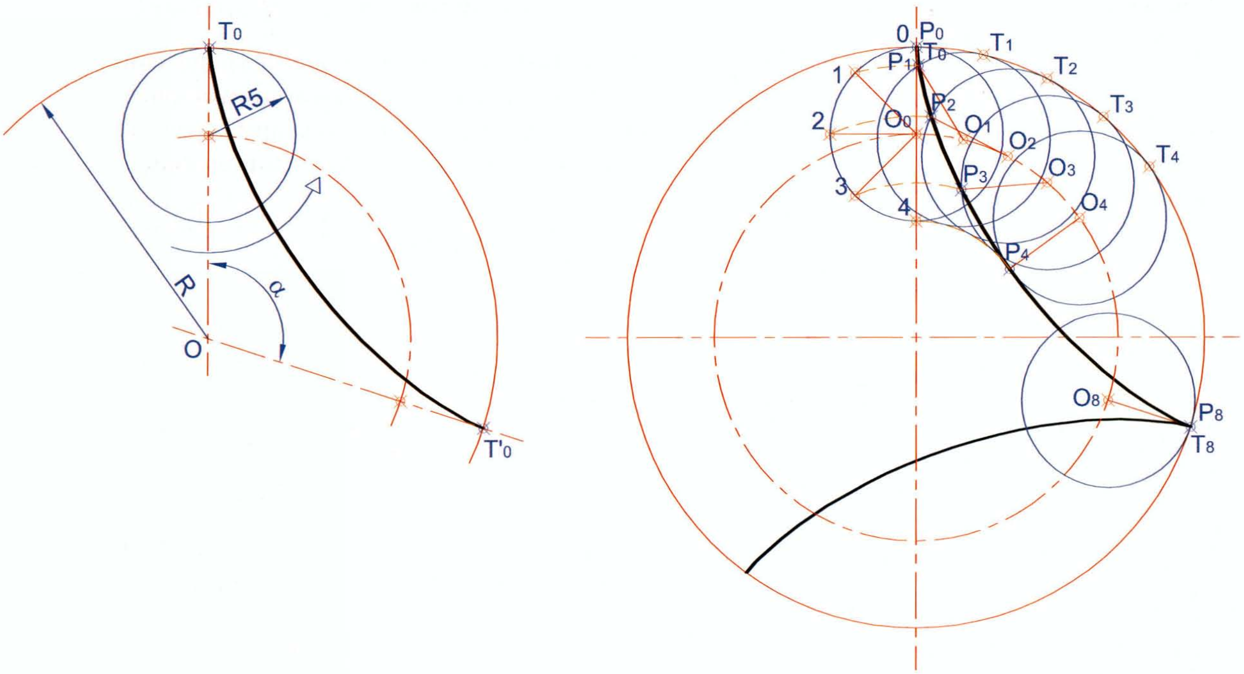


FIGURA 7.25. TRAZADO DE LA HIPOCICLOIDE NORMAL.

• **Hipocicloide alargada y acortada**

Si en lugar de tomar un punto en la circunferencia se toma en el exterior o en el interior, se obtienen las hipocicloides alargada y acortada. En el caso de haber más de una vuelta de ruleta, la hipocicloide alargada forma un bucle y la acortada retrocede (figura 7.26).

Epicicloides e hipocicloides particulares

Pericicloide: se producen cuando la ruleta es mayor que el círculo director. En el caso de que el radio de la ruleta sea el doble del círculo director, se obtiene la curva de la figura 7.27.

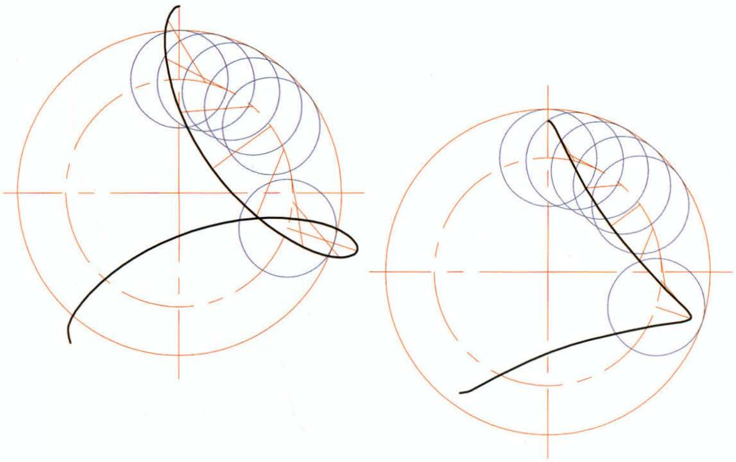


FIGURA 7.26. TRAZADO DE LA HIPOCICLOIDE ALARGADA Y ACORTADA.

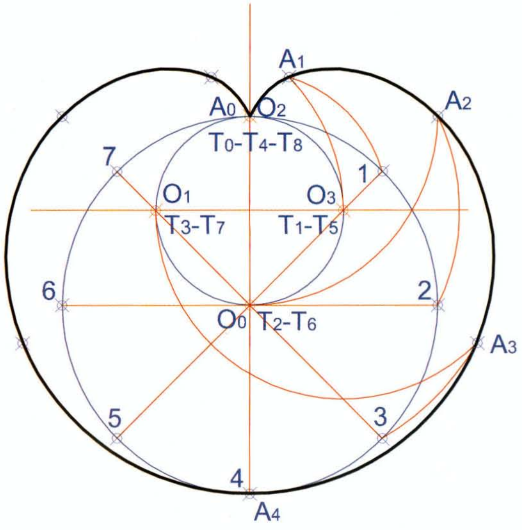


FIGURA 7.27. PERICICLOIDE.

Cardiode: se produce cuando en la epicicloide la ruleta es igual la directriz (figura 7.28).

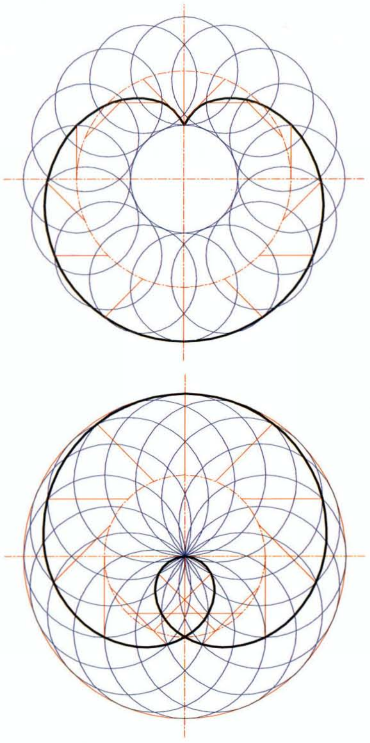


FIGURA 7.28. CARDIOIDE.

Evolvente de la circunferencia

Las evolventes son curvas planas que describen la trayectoria de un punto de una recta que gira sin resbalar sobre un círculo (figura 7.29). Si el punto se encuentra en la recta se denomina *evolvente normal*. En los casos de puntos exteriores a la recta pero unidos a ella, se obtienen las *evolventes alargadas* y *acortadas*. Este movimiento es el inverso del cicloidal.

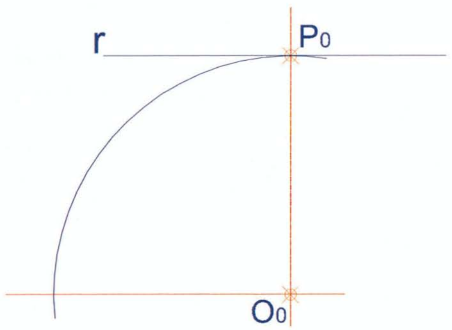


FIGURA 7.29. EVOLVENTE DE LA CIRCUNFERENCIA.

- **Evolvente normal**

Si se toma un primer punto P_0 de la curva situado en la circunferencia del círculo director, cualquier otro punto de ella P_1 cumplirá que, trazando la tangente desde él a la circunferencia, la distancia desde el punto P_1 al punto de tangencia T_1 es igual a la longitud del arco entre el punto inicial P_0 y el de tangencia T_1 (figura 7.30).

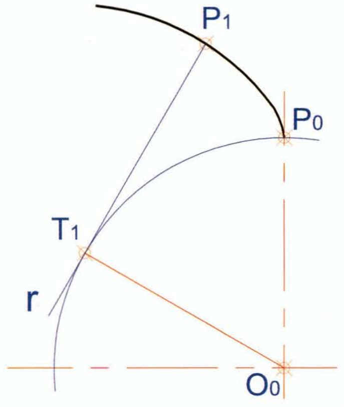


FIGURA 7.30. EVOLVENTE NORMAL.

Para su trazado:

1. Se divide el círculo director en un número de partes iguales y se trazan tangentes desde estos puntos de su circunferencia.
2. Se divide la circunferencia rectificada en el mismo número de partes iguales.
3. Desde los puntos de tangencia se miden los valores de los arcos desarrollados correspondientes, obteniendo puntos de la curva (figura 7.31).

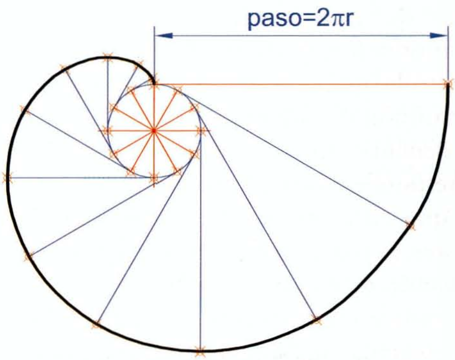


FIGURA 7.31. PASO DE LA EVOLVENTE.

Cuando la recta ha dado una vuelta completa se superpone con su posición inicial y el punto correspondiente de la curva se encuentra a una longitud igual que la del círculo director. A esta distancia se la denomina *paso de la evolvente.*

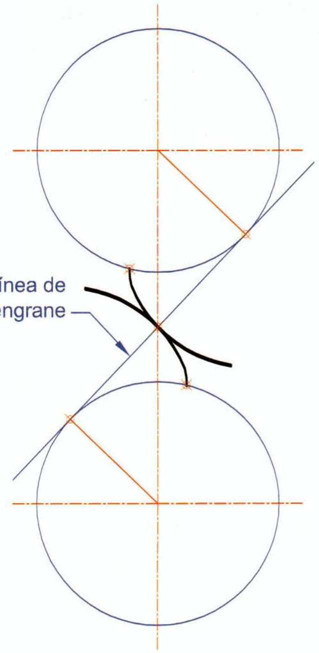


FIGURA 7.33. PERFIL DE EVOLVENTE.

- **Evolvente alargada y acortada**

Su trazado es similar al de la evolvente normal. Para ello se parte de los puntos correspondientes a la evolvente normal, se sitúan los puntos alargados o acortados en su perpendicular y se obtienen los que corresponden a su alargamiento o acortamiento (figura 7.32).

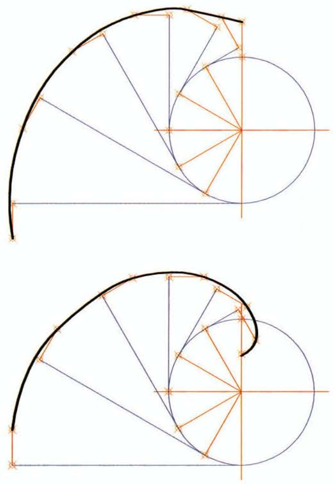


FIGURA 7.32. TRAZADO DE LA EVOLVENTE ALARGADA Y ACORTADA.

Esta evolvente se utiliza en la construcción de los perfiles de dientes de engranaje, pues el esfuerzo siempre se transmite en la dirección de las líneas de presiones y el rozamiento y el ruido producidos son mínimos (figura 7.34).

- **Aplicación de la evolvente en el perfil de engranajes**

En los engranajes se persigue que las dos ruedas que giran alrededor de sus ejes transmitan movimiento de giro sin producir deslizamiento relativo entre ellas. Para conseguir esta transmisión de movimiento se construyen ruedas dentadas, en las que el perfil de los dientes corresponde a una evolvente generada de forma que en el punto de contacto de los dos dientes, y por lo tanto, de los dos perfiles de evolvente, exista una tangente común. La fuerza transmitida en el engranaje es perpendicular a esta tangente común y tangente a los dos círculos de base de las dos ruedas (figura 7.33).

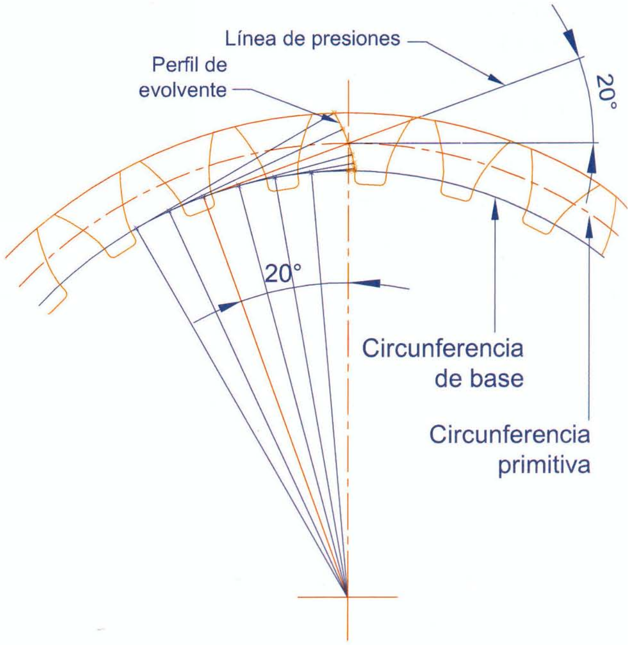


FIGURA 7.34. CONSTRUCCIÓN DE DIENTES DE ENGRANAJES.

En la figura 7.35 aparece una pareja de ruedas dentadas engranando al entrar en contacto el perfil de evolvente de sus dientes.

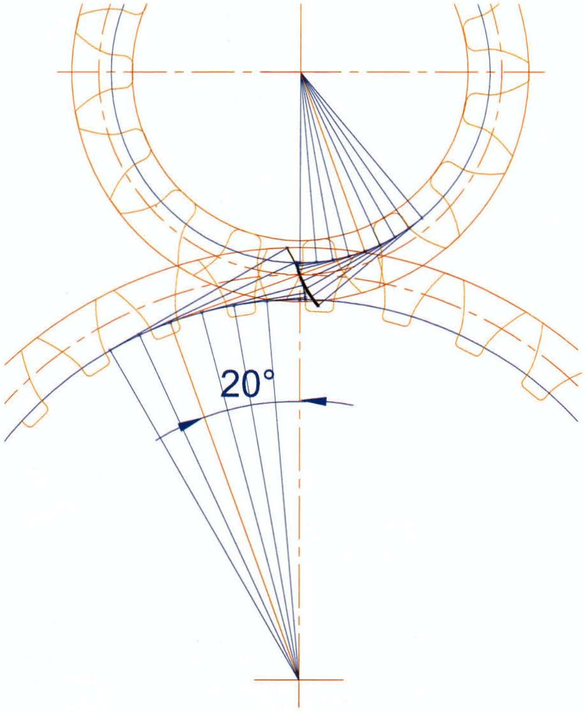


FIGURA 7.35. PAREJA DE RUEDAS DENTADAS.

• Evolventes particulares

En el caso particular de la evolvente alargada cuyo punto inicial *P* coincide con el centro del círculo director, se comprueba que su paso es el mismo que el de la evolvente normal correspondiente. Esta evolvente concuerda con la espiral de Arquímedes.

Espiral de Arquímedes: es la curva generada por un punto, origen de una semirrecta, que se desplaza con movimiento uniforme sobre ella y que a su vez gira uniformemente alrededor del origen (figura 7.36).

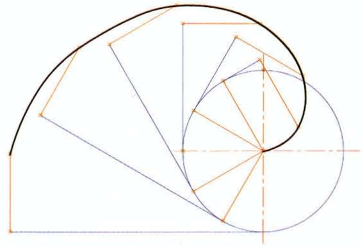


FIGURA 7.36. ESPIRAL DE ARQUÍMEDES.

Para construir la espiral de Arquímedes se divide el radio de la circunferencia dada en un número de partes iguales y la circunferencia en el mismo número de partes, y se trazan los radios correspondientes a las divisiones. Los puntos de corte, en orden ascendente, de los arcos de circunferencia concéntricos con la circunferencia dada (y de radio las divisiones trazadas anteriormente) con los radios anteriores van determinando puntos de la espiral (figura 7.37).

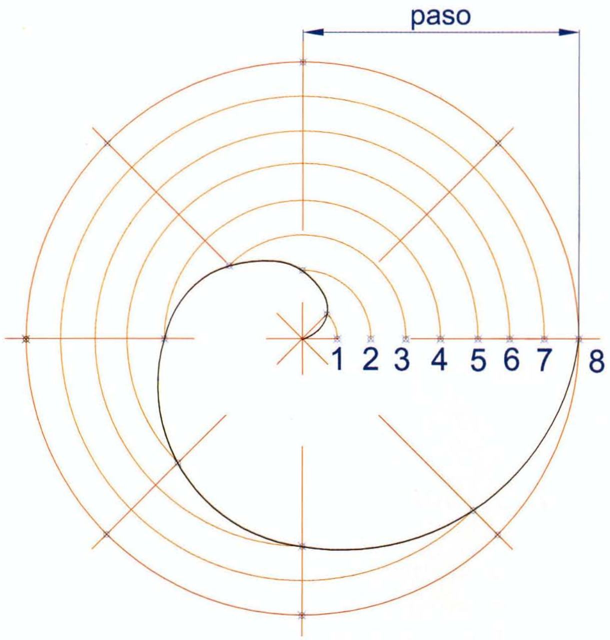


FIGURA 7.37. TRAZADO DE LA ESPIRAL DE ARQUÍMEDES.

7.2.3. HÉLICE CILÍNDRICA

La hélice cilíndrica es una curva abierta alabeada que se genera al desplazarse un punto sobre la superficie de un cilindro con una velocidad angular constante alrededor del eje y con una velocidad lineal constante en la dirección del eje. Se denomina *paso de la hélice* a la distancia que ha avanzado el punto cuando ha dado una vuelta completa.

Para su trazado se divide la circunferencia en un número de arcos iguales y se divide sobre la altura del cilindro el paso en el mismo número de partes iguales, según se ve en la figura 7.38.

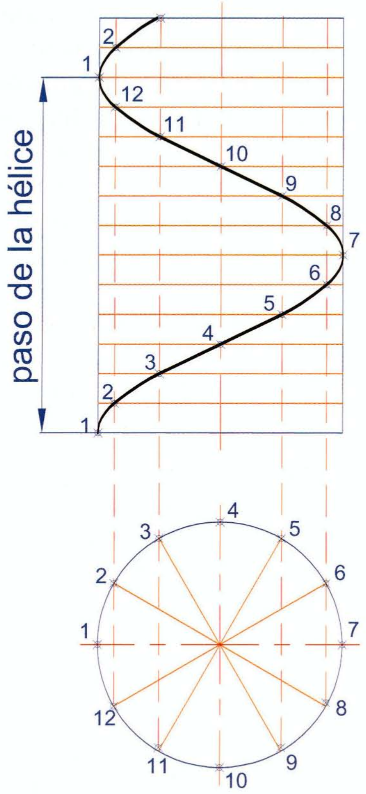


FIGURA 7.38. HÉLICE CILÍNDRICA.

7.3. SUPERFICIES

La superficie de un cuerpo está formada por los infinitos puntos de contacto que existen entre el cuerpo y el espacio exterior que le rodea.

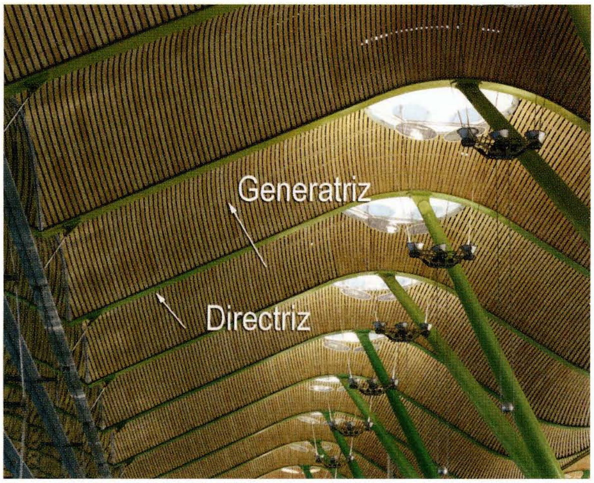


FIGURA 7.39. SUPERFICIE GENERAL DEFINIDA A PARTIR DE UNA DIRECTRIZ Y UNA GENERATRIZ. (CUBIERTA DEL AEROPUERTO DE MADRID BARAJAS, T-4.)

Como en el caso de las líneas, las superficies más elementales representan la trayectoria seguida por una línea (*generatriz*) que se mueve apoyándose sobre otra línea (*directriz*). Tanto la generatriz como la directriz pueden ser líneas de cualquier tipo y cambiar de forma (figura 7.39).

Las superficies pueden dividirse en dos grandes grupos claramente diferenciados: *regladas* y *no regladas* o *curvas*.

Una *superficie reglada* es aquélla engendrada por una generatriz recta que se mueve apoyada en una línea directriz cualquiera (figura 7.40). La superficie final puede ser plana si la directriz es recta, o de curvatura simple en el caso general.

FIGURA 7.40. SUPERFICIE REGLADA.

Las superficies regladas a su vez se clasifican en dos familias: *desarrollables* y *alabeadas* o *no desarrollables*.

Una superficie es *desarrollable* (figura 7.41) si puede acoplarse completamente a un plano sin experimentar una deformación lineal ni la rotura de ninguno de sus elementos. La generatriz ha de moverse de forma que dos posiciones infinitamente próximas definan un plano, para lo cual han de cortarse en un punto propio o impropio. Las superficies de este tipo más empleadas en la técnica son las superficies cilíndricas, las cónicas, las prismáticas, las piramidales y los poliedros.

Una *superficie reglada alabeada, no desarrollable* (figura 7.42) es aquella que no puede adaptarse a un plano sin que se produzca la distorsión de la misma. Dos generatrices infinitamente próximas de la superficie se cruzan, no se cortan.

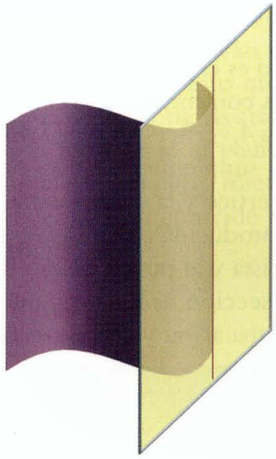


FIGURA 7.41. SUPERFICIE REGLADA DESARROLLABLE.

Cuando la generatriz es curva, la superficie generada se denomina *superficie curva* o *no reglada*. Las superficies no regladas solamente pueden obtenerse a partir de una línea generatriz curva que se desplaza sobre una directriz cualquiera, por lo que no existirán elementos rectilíneos sobre una superficie no reglada. Si la directriz es una línea recta se obtiene una superficie denominada *de revolución*. Las superficies no regladas más importantes son las de revolución (figura 7.43), y dentro de éstas, la esfera y el toro, que serán analizadas en este capítulo.

Ejemplos de superficies curvas de segundo grado son la esfera, el elipsoide, el paraboloide elíptico o el hiperboloide hiperbólico (figura 7.44).

FIGURA 7.42. SUPERFICIE REGLADA NO DESARROLLABLE.

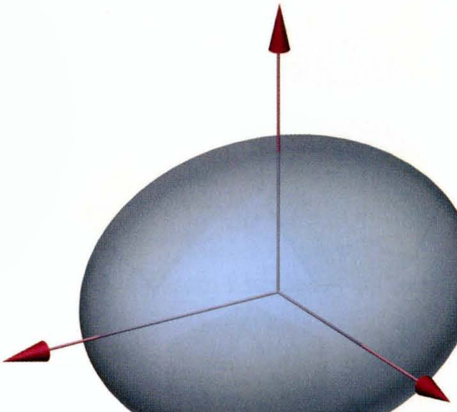


FIGURA 7.43. SUPERFICIE DE REVOLUCIÓN.

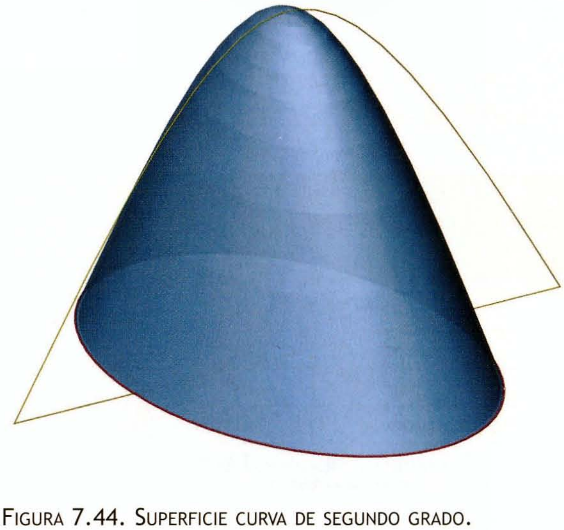


FIGURA 7.44. SUPERFICIE CURVA DE SEGUNDO GRADO.

7.3.1. Superficies regladas

Poliedros

Los poliedros son superficies regladas desarrollables formadas por caras poligonales planas. Cuando todas las caras son iguales el poliedro se denomina *regular.* Los lados de los polígonos se denominan *aristas del poliedro*, y sus puntos extremos *vértices.*

Poliedros regulares

Existen cinco poliedros regulares. En atención a su forma y al número de caras se los denomina: tetraedro, hexaedro, octaedro, dodecaedro e icosaedro (figura 7.45).

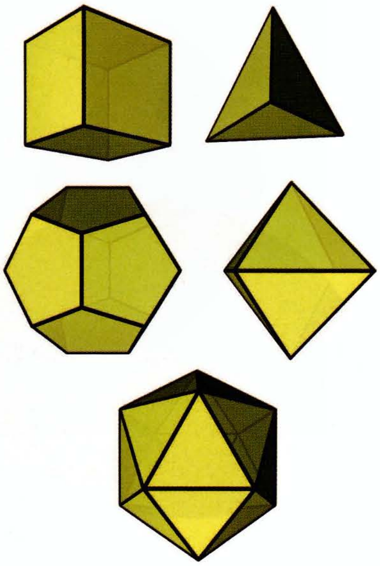


Figura 7.45. Poliedros regulares.

Sus características principales se indican en la tabla siguiente:

Poliedro	Polígono de las caras	Caras	Vértices	Aristas	Caras en vértice
Tetraedro	Triángulo	4	4	6	3
Hexaedro	Cuadrado	6	8	12	3
Octaedro	Triángulo	8	6	12	4
Dodecaedro	Pentágono	12	20	30	3
Icosaedro	Triángulo	20	12	30	5

Tabla 7.2. *Poliedros regulares.*

- **Tetraedro**

El tetraedro es el poliedro regular constituido por 4 caras con forma de triángulo equilátero, 6 aristas y 4 vértices (figura 7.46). La altura principal, o simplemente *altura*, es la distancia entre un vértice y la cara opuesta. La *sección principal* es la producida por un plano que contiene a una arista y al punto medio de la arista opuesta. Esta sección es un triángulo isósceles formado por una arista y dos alturas de cara.

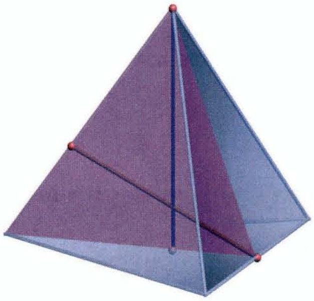


Figura 7.46. Tetraedro y sección principal.

La representación más sencilla se produce cuando una de sus caras es paralela a uno de los planos de proyección y una de las aristas que concurren en el vértice opuesto a dicha cara es una recta de perfil (figura 7.47).

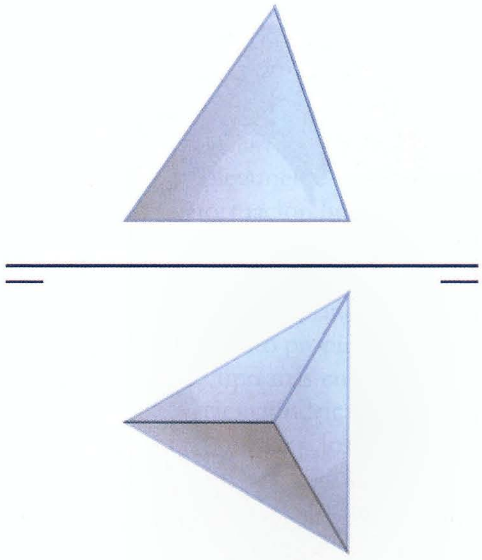


Figura 7.47. Tetraedro con una cara horizontal y una arista perpendicular al PV.

Otra posición característica se tiene cuando dos aristas opuestas son paralelas a alguno de los planos de proyección, puesto que en este caso la perpendicularidad entre las aristas opuestas se aprecia en la vista sobre el plano respecto del cual las aristas son paralelas, mientras que en la otra vista el contorno coincide con la sección principal (figura 7.48).

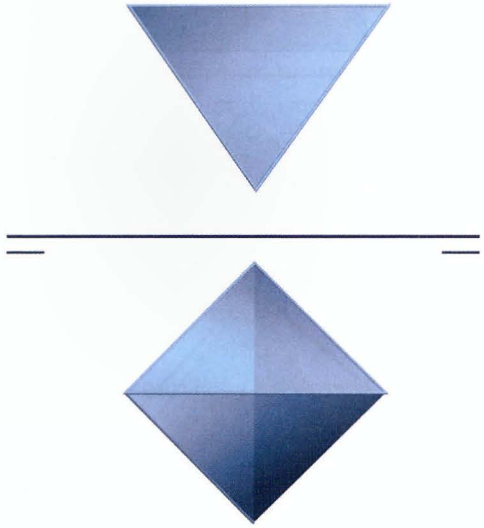


FIGURA 7.48. TETRAEDRO CON DOS ARISTAS OPUESTAS HORIZONTALES.

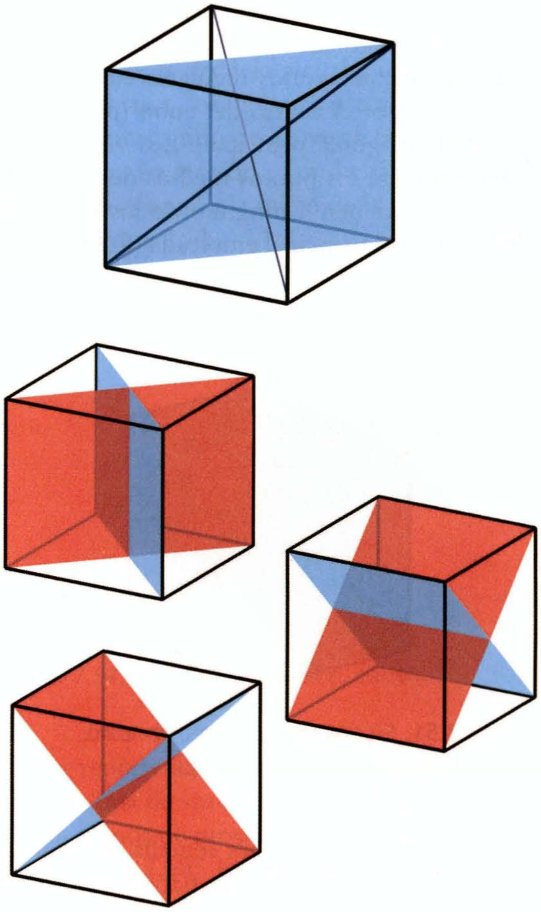


FIGURA 7.49. HEXAEDRO Y SECCIONES PRINCIPALES.

• **Hexaedro**

El hexaedro o cubo es el poliedro regular constituido por 6 caras con forma de cuadrado, 12 aristas y 8 vértices. Las caras opuestas son paralelas y las aristas lo son en grupos de 4. El cubo tiene cuatro diagonales principales que se cortan en su punto medio, el centro del poliedro.

En el hexaedro existen las siguientes secciones características:

Sección principal: es la producida por un plano que contiene a dos diagonales principales o a dos aristas opuestas, y que genera un rectángulo de lados iguales a la arista y a la diagonal de cara. En total hay seis secciones principales. Los planos diagonales que contienen diagonales de una misma cara son perpendiculares entre sí. El centro del poliedro coincide con el punto de intersección de las diagonales principales (figura 7.49).

Secciones triangulares: los planos que contienen a los vértices extremos de tres aristas concurrentes en un mismo vértice seccionan el cubo según un triángulo equilátero, de lado igual a la diagonal de cara (figura 7.50). Las secciones paralelas a ésta, desplazadas hacia el vértice del cubo, son también triángulos equiláteros.

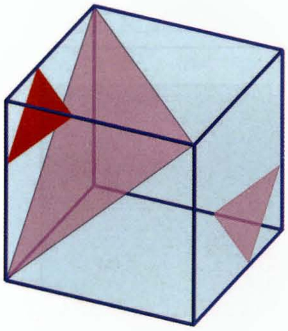


FIGURA 7.50. SECCIONES TRIANGULARES DEL HEXAEDRO.

Secciones hexagonales: los planos perpendiculares a las diagonales principales seccionan el cubo según hexágonos regulares cuando este plano pasa por el centro del cubo (punto medio de la diagonal principal). Los vértices del hexágono son los puntos medios de las aristas que no contienen a ninguno de los extremos de la diagonal principal empleada (figura 7.51).

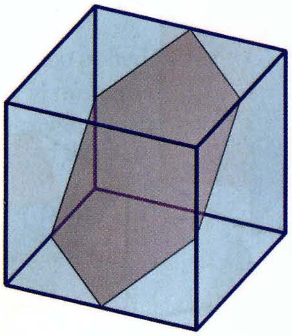


FIGURA 7.51. SECCIÓN HEXAGONAL DEL HEXAEDRO.

La representación más sencilla se produce cuando dos de las caras no paralelas están en posición paralela a dos planos de proyección (figura 7.52). En este caso, el contorno de las dos proyecciones principales es un cuadrado que se observa en verdadera magnitud.

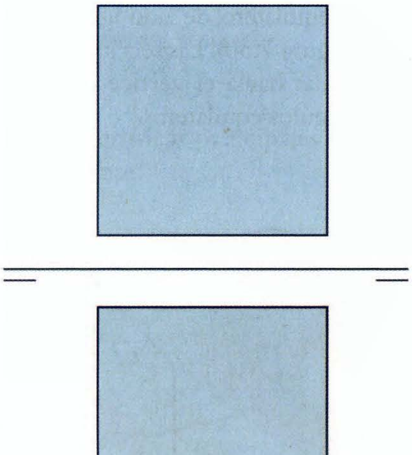


FIGURA 7.52. PROYECCIONES DE UN CUBO.

Si se gira el cubo de la figura anterior un ángulo de 45° alrededor de un eje vertical, los planos diagonales de las caras horizontales quedarán paralelos a los planos de proyección, y se tendrá la representación habitual de la figura 7.53.

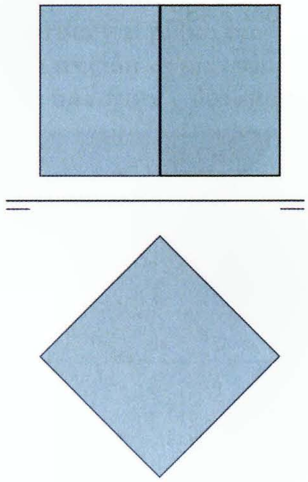


FIGURA 7.53. PROYECCIONES DE UN CUBO.

Otra posición característica se tiene cuando una diagonal principal es perpendicular a alguno de los planos de proyección, puesto que en este caso el contorno de la proyección sobre el plano respecto del que se tiene la posición particular es un hexágono regular (figura 7.54).

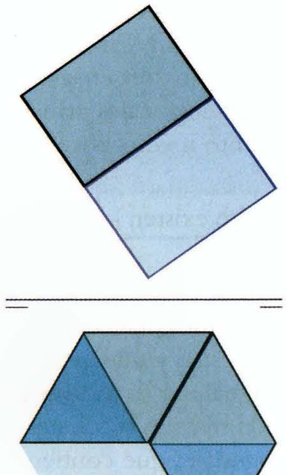


FIGURA 7.54. PROYECCIONES DE UN CUBO.

• **Octaedro**

El octaedro es el poliedro regular constituido por 8 caras con forma de triángulo equilátero, 12 aristas y 6 vértices (figura 7.55). Sus caras son paralelas dos a dos, y lo mismo sucede con las aristas. La *diagonal principal* o *altura* es la distancia entre dos vértices opuestos. Existen tres diagonales, iguales en magnitud y perpendiculares entre sí. La *sección principal* es la producida por un plano que contiene a una diagonal y a los puntos medios de dos aristas opuestas no concurrentes en los extremos de la diagonal. Esta sección es un rombo cuyo lado coincide con la altura de cara. La *distancia entre caras opuestas* coincide con la existente entre lados opuestos del rombo de la sección principal.

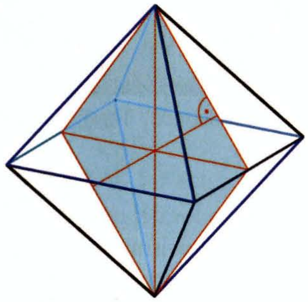


FIGURA 7.55. OCTAEDRO.

Plano diagonal es el formado por dos diagonales. Cualquiera de los tres planos diagonales corta al octaedro según un cuadrado cuyo lado coincide con la arista. Cada plano diagonal divide al octaedro en dos pirámides rectas iguales, cuya base es el cuadrado sección y cuya altura es la mitad de la tercera diagonal del octaedro (figura 7.56).

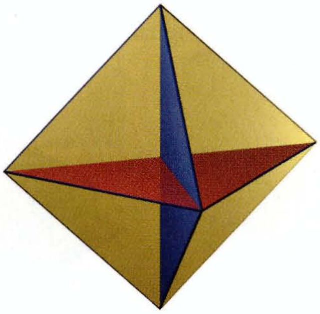


FIGURA 7.56. PLANO DIAGONAL DEL OCTAEDRO.

Hay una tercera sección plana especial, que es la producida por un plano que pasa por el centro y que es paralelo a cualquiera de las caras, que corta a dos de las cuatro aristas concurrentes en cada uno de los vértices en sus puntos medios. La sección es un hexágono regular cuyo lado es igual a la mitad de la arista del octaedro (figura 7.57).

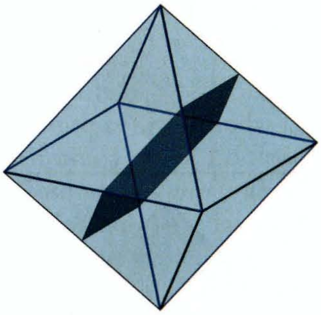


FIGURA 7.57. PLANO QUE PASA POR EL CENTRO.

La representación más sencilla se produce cuando una de sus diagonales es paralela a uno de los planos de proyección y otra es paralela a otro (figura 7.58). En este caso, el contorno de una de las proyecciones es el rombo de la sección principal, y el de la otra es el cuadrado de la otra sección característica.

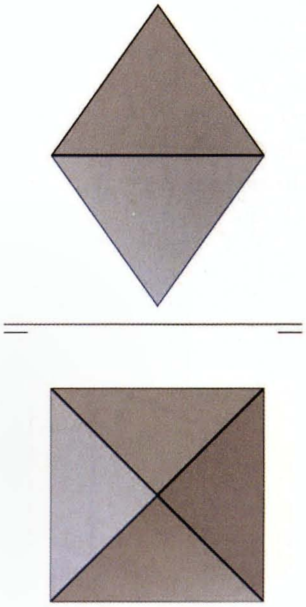


FIGURA 7.58. PROYECCIONES DE UN OCTAEDRO.

Si este octaedro se gira 45º alrededor de la diagonal vertical se tendrá la representación mostrada en la figura 7.59. Los contornos de las dos proyecciones son dos cuadrados.

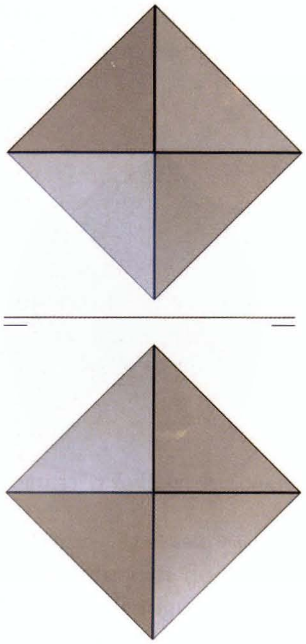


FIGURA 7.59. PROYECCIONES DE UN OCTAEDRO.

Prisma

La superficie prismática es una superficie reglada, desarrollable, de curvatura simple, radiada y cuyo vértice de radiación es un punto impropio. Por ello, puede considerarse generada por una generatriz recta que se desplaza paralelamente a su dirección, apoyándose continuamente en una línea directriz poligonal que normalmente es cerrada (figura 7.60). La superficie así generada es la superficie lateral.

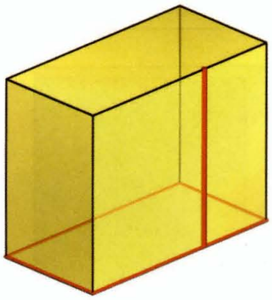


FIGURA 7.60. SUPERFICIE LATERAL DE UN PRISMA.

Si se corta esta superficie lateral por dos planos secantes (normalmente paralelos) se obtiene el prisma, que es un cuerpo cuya superficie lateral está formada por caras planas (*caras laterales*) que son paralelogramos, y cuyas bases son figuras poligonales planas. Los lados del polígono de la base son las *aristas de la base* o *aristas básicas,* y los lados de las caras laterales cuyos extremos pertenecen a bases distintas se denominan *aristas laterales*. La distancia entre los planos secantes se denomina *altura*. Si los planos secantes no son paralelos se obtiene un *prisma truncado*.

FIGURA 7.61. PRISMA OBLICUO. TORRES KIO (MADRID).

El número de lados del polígono de la base es el que da nombre al prisma, y así, si la base tiene 3, 4, etc., lados, se dice que el prisma es triangular, cuadrangular, etcétera.

Se dice que un prisma es *recto* si las aristas laterales son perpendiculares a las bases; en caso contrario es *oblicuo* (figura 7.61). Si, además de ser un prisma recto, los polígonos de las bases son regulares, el prisma es *regular*. Hay prismas que, por cumplir determinadas condiciones, reciben un nombre especial: *paralelepípedo,* si las bases son paralelogramos (figura 7.62), *paralelepípedo rectángulo* si tanto las caras laterales como las bases son rectángulos (figura 7.63) (lo que se traduce en que las caras concurrentes en un vértice forman un triedro trirrectángulo), y *cubo* (o *hexaedro* o *exaedro*) si es un paralelepípedo rectángulo regular en el que todas las aristas tienen igual dimensión.

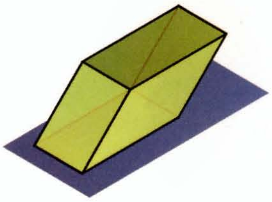


FIGURA 7.62. PARALELEPÍPEDO OBLICUO.

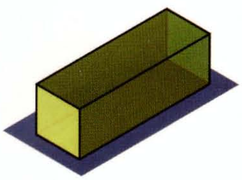


FIGURA 7.63. PARALELEPÍPEDO RECTÁNGULO.

Un prisma puede tener distintas secciones. Cuando se corta por un plano paralelo a la base, la sección es una figura igual a la base, situada a la altura del plano de corte (figura 7.64A). Cuando se corta con un plano oblicuo (figura 7.64B), se obtiene una figura afín de la base. Por último, cuando se corta por un plano paralelo a las aristas, se obtiene un rectángulo como sección (figura 7.64C).

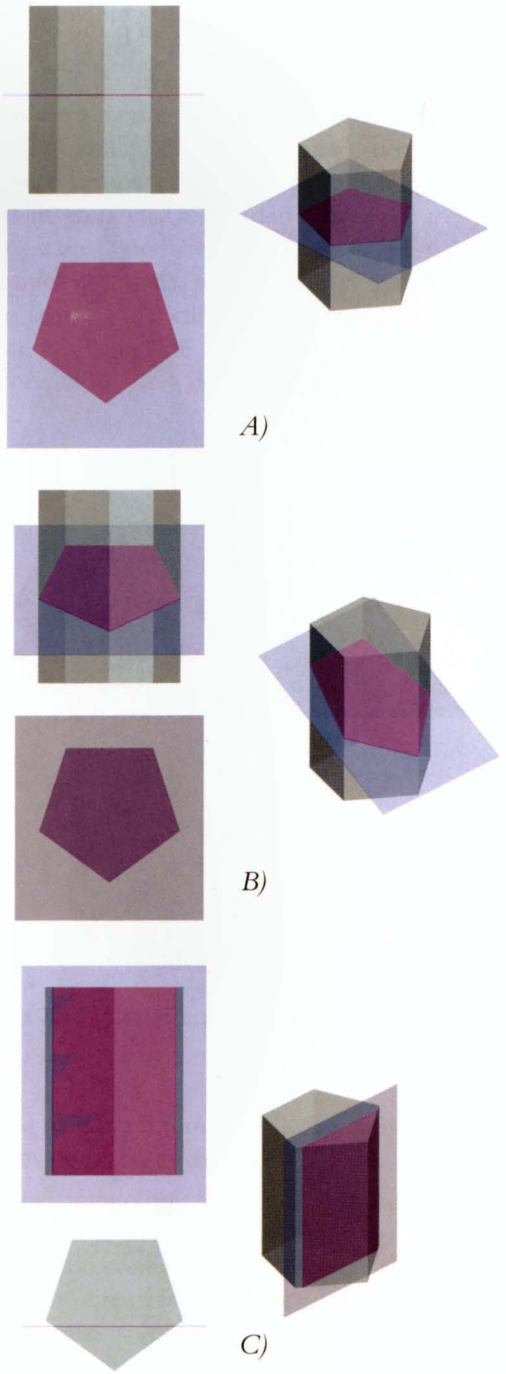


FIGURA 7.64. SECCIONES DE UN PRISMA.

Pirámide

Una pirámide es una superficie reglada, desarrollable, de curvatura simple, radiada y cuyo vértice de radiación es un punto propio. La superficie piramidal se puede asimilar a una superficie prismática en el que el punto de intersección de las aristas laterales es propio. La superficie así generada es la superficie lateral. Si se corta esta superficie lateral por un plano secante se obtiene la pirámide, que es un cuerpo cuya superficie lateral está formada por caras planas (*caras laterales*) que son triángulos, y cuya base es una figura poligonal plana (figura 7.65). El punto común a todas las aristas laterales se denomina *vértice*. Los lados del polígono de la base son las *aristas de la base* o *aristas básicas,* y los lados de las caras laterales cuyos extremos pertenecen a bases distintas se denominan *aristas laterales*. La distancia entre el vértice y el plano de la base es la *altura*. La recta que, conteniendo al vértice, pasa por el centro de la base, es el *eje*, siendo el centro de la base el de la circunferencia circunscrita al polígono de la base.

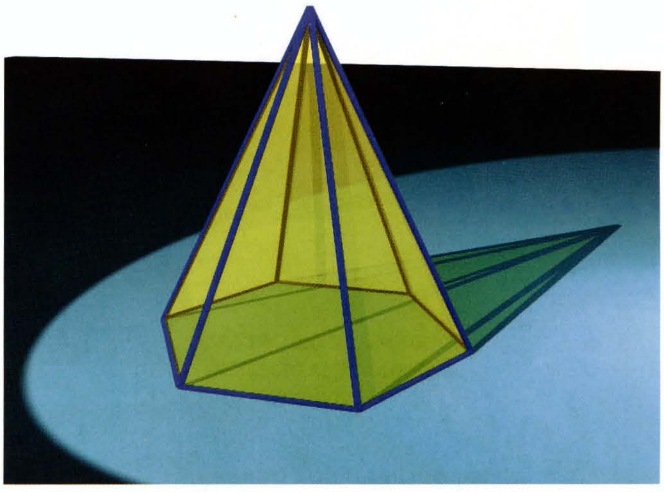


FIGURA 7.65. PIRÁMIDE.

El número de lados del polígono de la base es el que da nombre a la pirámide. Así, si la base tiene 3, 4, etc., lados, se dice que es triangular, cuadrangular, etcétera.

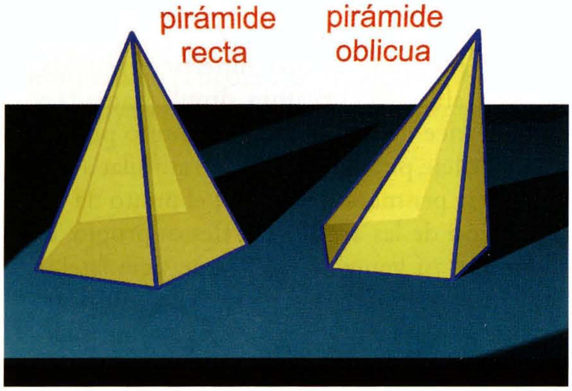


FIGURA 7.66. PIRÁMIDES RECTA Y OBLICUA.

Se dice que una pirámide es *recta* si el eje es perpendicular a la base; en caso contrario es *oblicua* (figura 7.66). Si, además de ser una pirámide recta, el polígono de la base es regular, la pirámide es *regular*.

Si se corta una pirámide por un plano que pase por su vértice se obtiene un triángulo, donde dos de sus lados son dos generatrices (figura 7.67A). Si se corta por un plano paralelo a la base, se obtiene una figura semejante a la base (figura 7.67B). Si se corta con un plano oblicuo al eje, se obtienen una figura homológica de la base (figura 7.67C).

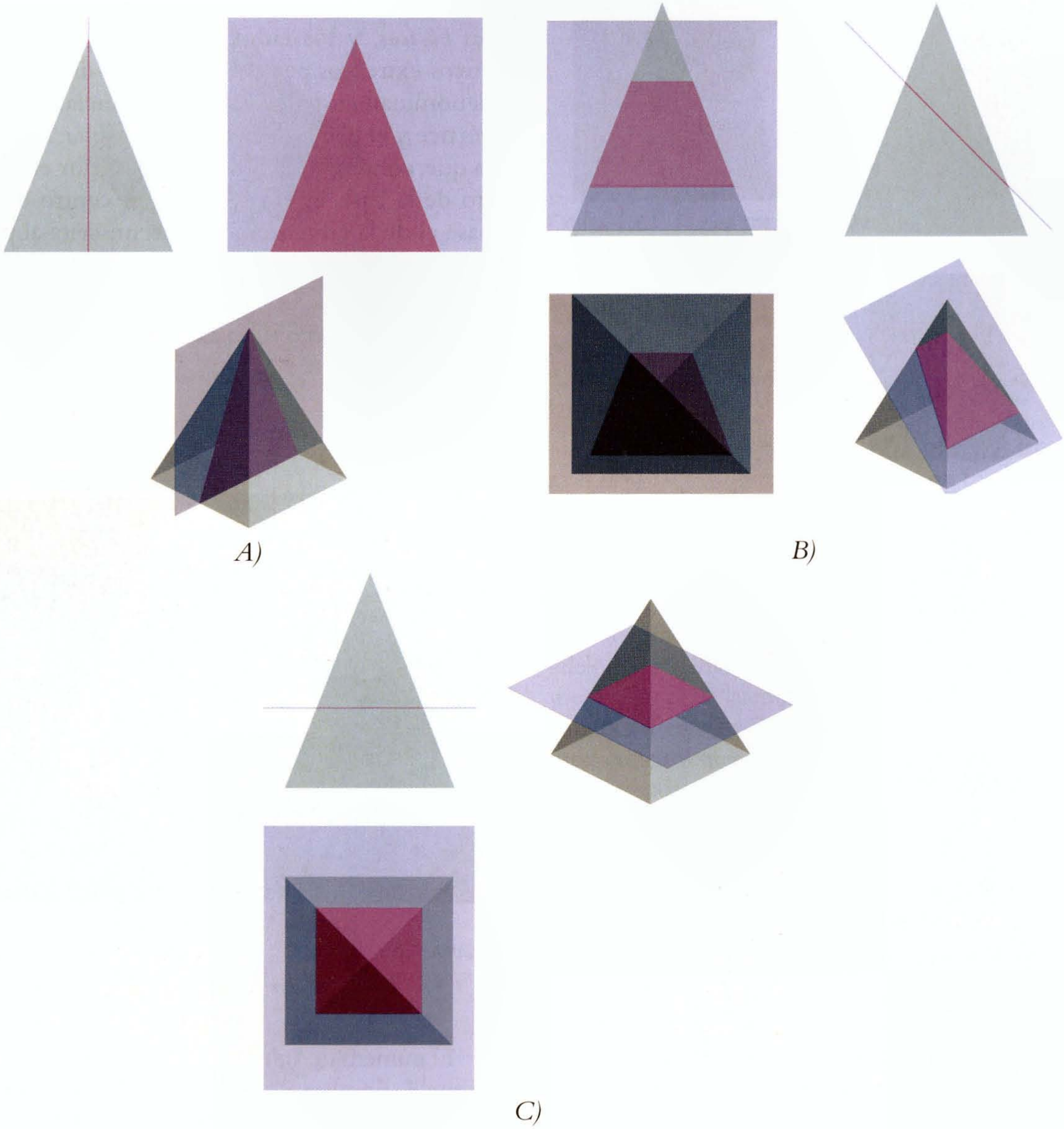


FIGURA 7.67. SECCIONES DE UNA PIRÁMIDE.

Cilindro

La superficie cilíndrica es la generada por una recta (*generatriz*) paralela a una dirección dada y que se apoya continuamente sobre una línea denominada *directriz*.

Por tanto, todas las generatrices de una superficie cilíndrica son paralelas entre sí (figura 7.68). La directriz puede ser abierta o cerrada, y plana o alabeada. La superficie cilíndrica es ilimitada, pero normalmente se limita mediante la intersección con dos planos paralelos que cortan a la superficie cilíndrica en todas sus generatrices, denominándose a estas curvas *bases*. Una vez que se tiene la superficie cilíndrica limitada por las bases aparece la superficie denominada habitualmente *cilindro,* en la cual se pueden diferenciar tres zonas: las dos superficies perteneciente, a los planos secantes y limitadas por las curvas de intersección con la superficie cilíndrica inicial, denominadas *bases*, y la superficie comprendida entre los contornos de las bases, denominada *superficie lateral*.

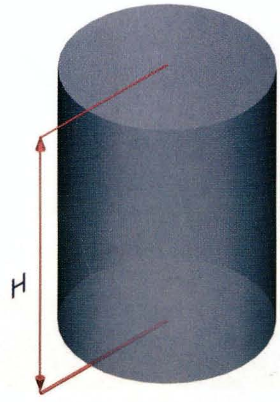


FIGURA 7.69. ALTURA DE UN CILINDRO.

FIGURA 7.68. SUPERFICIE CILÍNDRICA.

La *altura* del cilindro es la distancia entre los planos de las bases (figura 7.69).

Si el ángulo que forman las generatrices con el plano de la base es recto, se tiene un *cilindro recto*, y en caso contrario se está ante un *cilindro oblicuo*. Si la directriz tiene un punto que puede considerarse su centro, el eje será la línea que pasa por dicho centro y que tiene la dirección de la generatriz. Las curvas que habitualmente se emplean como directriz de una superficie cilíndrica son la circunferencia y la elipse. En un cilindro recto de revolución las bases son circunferencias (figura 7.70B), mientras que en un cilindro oblicuo de revolución las bases son elipses (figura 7.70A). Si los planos secantes no son paralelos se obtiene un *cilindro truncado* (figura 7.70C).

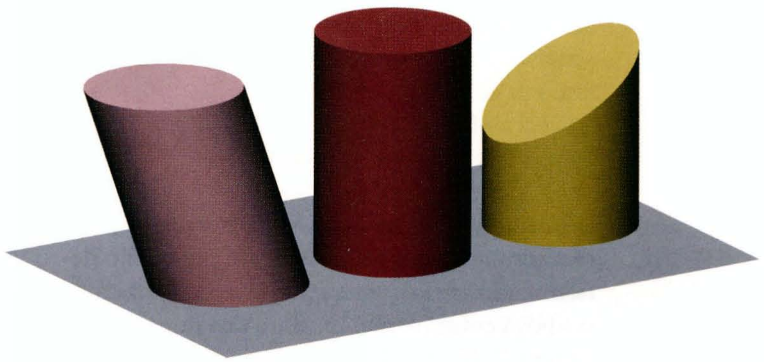


FIGURA 7.70. *A)* CILINDRO OBLICUO DE REVOLUCIÓN.
B) CILINDRO RECTO DE REVOLUCIÓN.
C) CILINDRO TRUNCADO.

Si se corta un cilindro con un plano paralelo a su generatriz, la sección que se obtiene es un rectángulo (figura 7.71A). Si se corta con un plano paralelo a la directriz, se obtiene una figura igual que la base (figura 7.71B). Si se corta con un plano oblicuo a la generatriz, se obtiene una figura afín de la base, que en el caso de un cilindro recto de revolución es una elipse (figura 7.71C).

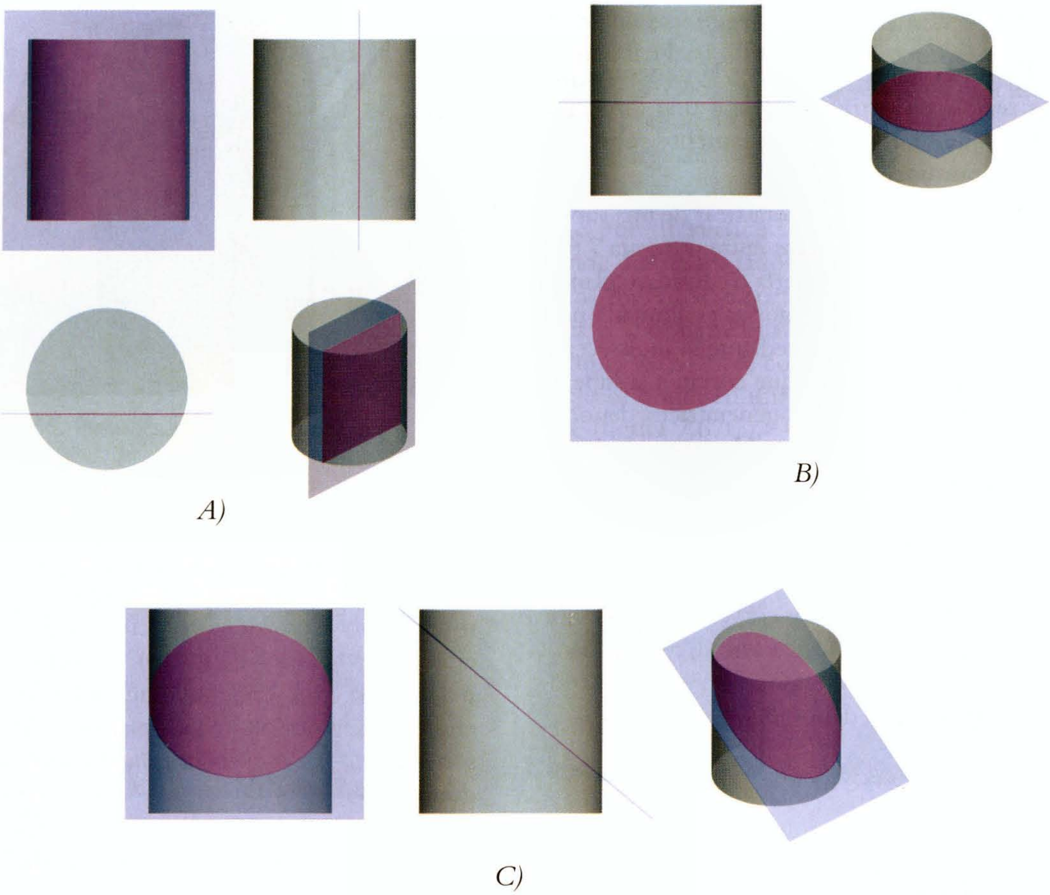


FIGURA 7.71. SECCIONES DE UN CILINDRO.

Cono

La superficie cónica es la generada por una recta o *generatriz* que pasa por un punto fijo denominado *vértice* y que se mueve de forma que se apoya continuamente sobre una línea *directriz* (figura 7.72). La directriz puede ser abierta o cerrada, plana o alabeada. La superficie cónica es ilimitada, puesto que cada generatriz está formada por dos semirrectas que se extienden a ambos lados del vértice, pero normalmente se limita mediante la intersección con un plano *P* en el que estará contenida la curva denominada *base*. Una vez que se tiene la superficie cónica limitada por el plano de la base aparece la superficie denominada habitualmente *cono,* en la cual se pueden diferenciar dos zonas: la superficie perteneciente al plano y limitada por la curva de intersección con la superficie cónica inicial, denominada *base*, y la superficie comprendida entre el contorno de la base y el vértice, denominada *superficie lateral.*

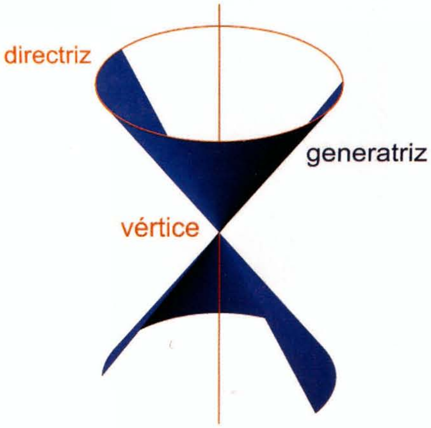


FIGURA 7.72. SUPERFICIE CÓNICA.

Se conoce como *altura* del cono la distancia entre el vértice y el plano de la base. Si el ángulo que forman todas las generatrices con el plano de la base es constante, se tiene un cono recto de revolución. En este caso, el con-

torno de la base es una circunferencia, y la línea que contiene al vértice y centro de la circunferencia se denomina *eje*. El ángulo que forma cualquier generatriz de un cono de revolución con el eje es constante y se denomina *semiángulo cónico*, y es un cono recto, puesto que el plano de la base es perpendicular al eje (figura 7.73).

Sección recta es la producida por un plano perpendicular al eje. Si el cono es de revolución, la sección recta es una circunferencia. Si una sección oblicua de un cono es una circunferencia, el cono no es de revolución.

Cuando la superficie cónica está limitada por dos planos se tiene un cono truncado llamado también tronco de cono (figura 7.74).

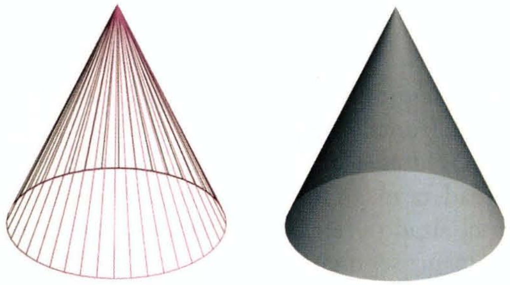


FIGURA 7.73. CONO RECTO DE REVOLUCIÓN.

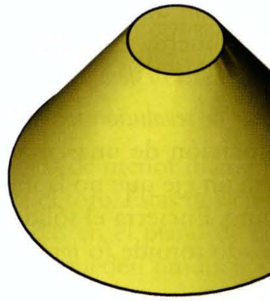


FIGURA 7.74. CONO TRUNCADO.

Si se corta un cono por un plano que pase por su vértice, se obtiene un triángulo, dos de cuyos lados son dos generatrices (figura 7.75A). Si se corta por un plano paralelo a la base, se obtiene una figura semejante a la base (figura 7.75B). Si se corta con un plano oblicuo al eje, se obtienen las curvas cónicas vistas anteriormente (figuras 7.75C, 7.75D y 7.75E) si el cono es de revolución.

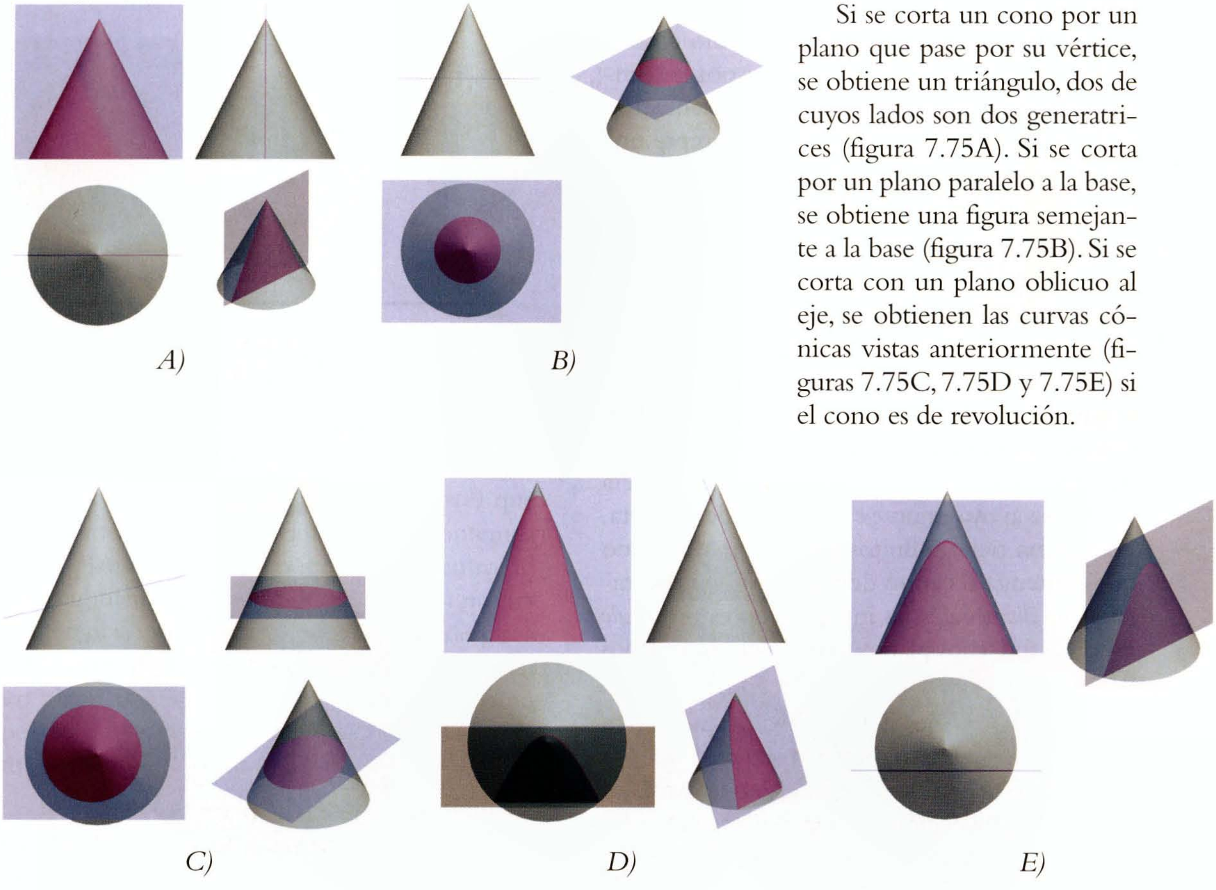


FIGURA 7.75. SECCIONES DE UN CONO.

Superficies de revolución

Una *superficie de revolución* es aquella generada mediante la rotación de una curva plana o generatriz alrededor de una recta llamada *eje de rotación,* la cual se halla en el mismo plano que la curva.

Ejemplos comunes de una superficie de revolución son:

- Una *superficie de revolución esférica,* generada por la rotación de un semicírculo alrededor de su diámetro. Encierra al sólido de revolución llamado *esfera.*
- Una *superficie de revolución toroidal,* generada por la rotación de una circunferencia alrededor de un eje que no la interseca en ningún punto. Encierra el sólido de revolución llamado toroide (o *toro*).

• Esfera

La superficie esférica o esfera es una superficie generada al girar una circunferencia alrededor de uno cualquiera de sus diámetros. El término *esfera* se aplica indistintamente para designar tanto la superficie esférica como el sólido limitado con el espacio exterior por la mencionada superficie esférica. La representación de la esfera en sistema diédrico es siempre una circunferencia, independientemente de la posición del punto de vista del observador.

Se puede considerar la esfera como el lugar geométrico de los puntos del espacio que equidistan de un punto fijo denominado *centro* (figura 7.76). La distancia de cualquiera de sus puntos al centro se denomina *radio*, y es una magnitud constante. Cualquier segmento cuyos extremos son puntos de la esfera y que contiene a su centro se denomina *diámetro*, y la recta en que se apoya es un *eje de simetría* de la esfera. Una esfera tiene infinitos ejes. Cualquier plano que contenga al centro de una esfera se denomina *plano diametral*, y su intersección es un *círculo máximo*. Todos los planos diametrales son planos de simetría.

De todos los ejes de la esfera, los que tienen mayor interés en la representación diédrica son los tres que tienen dirección perpendicular a los planos de proyección, y que a su vez son perpendiculares entre sí. En una esfera hay dos circunferencias cuyo diámetro coincide con el de la esfera en la que se apoyan, las cuales tienen

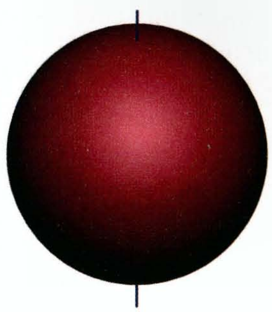


FIGURA 7.76. ESFERA.

identidad propia: una está contenida en el plano horizontal que pasa por el centro y que da origen al *ecuador* de la esfera, que se verá en verdadera magnitud en la planta, mientras que en el alzado y en la vista lateral se proyectará según un segmento de longitud igual al diámetro; la otra está contenida en el plano vertical que pasa por el centro y da origen al *meridiano frontal*, que se verá en verdadera magnitud en el alzado y como un segmento en las otras dos proyecciones (figura 7.77).

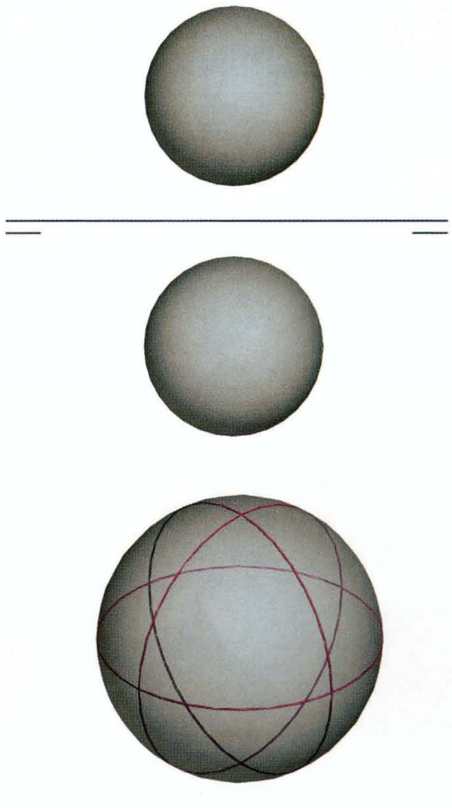


FIGURA 7.77. ESFERA Y PROYECCIONES DIÉDRICAS.

Cualquier sección plana a la esfera es un círculo, que se proyectará como tal cuando el plano de corte sea paralelo a un plano de proyección. Cuando el plano de corte sea oblicuo, la sección seguirá siendo un círculo, pero se proyectará sobre los planos de proyección como una elipse (figura 7.78).

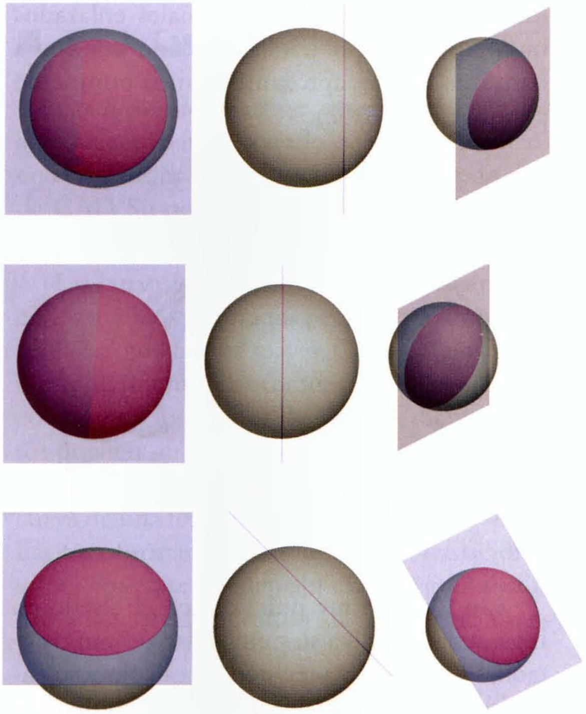


FIGURA 7.78. SECCIONES DE UNA ESFERA.

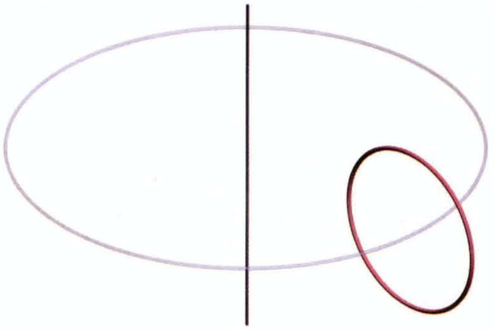


FIGURA 7.79. DIRECTRIZ Y GENERATRIZ DE UNA SUPERFICIE TÓRICA.

• **Toro**

Es la superficie no reglada de revolución generada por una circunferencia *(generatriz)* que gira alrededor de una línea recta *(eje)*, contenida en su plano y que no contiene a su centro. El toro también puede estar generado por una circunferencia *(generatriz)* cuyo centro se desplaza sobre otra circunferencia *(directriz)* contenida en un plano perpendicular a la anterior, así como por una superficie esférica que gira alrededor de un eje exterior a ella (figura 7.79).

En un toro se pueden distinguir los siguientes elementos característicos: el *ecuador* es la circunferencia de mayor diámetro que se puede situar sobre el toro; la *circunferencia de garganta* es la circunferencia de menor diámetro que se puede situar sobre el toro. Estas dos circunferencias están contenidas en el plano de la circunferencia directriz, y se pueden producir simultáneamente al cortar al toro por un plano perpendicular al eje y que contenga al centro de la circunferencia o de la esfera generatriz. El *paralelo* es cualquier circunferencia producida por un plano perpendicular al eje que no contenga al centro de la generatriz al cortar al toro (figura 7.80 y 7.81).

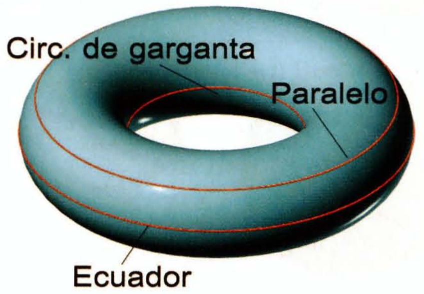


FIGURA 7.80. CIRCUNFERENCIAS EN EL TORO.

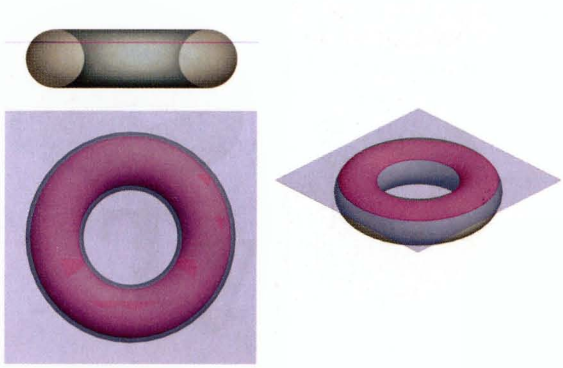


FIGURA 7.81. SECCIÓN PRINCIPAL DEL TORO.

Cualquier plano que contenga al eje del toro, lo corta según dos circunferencias, cuyo diámetro coincide con el de la circunferencia generatriz (figura 7.82A).

Si el plano de corte es paralelo al eje, pero no lo contiene, corta al toro según una curva cerrada denominada *casínica* (figuras 7.82B y 7.82C).

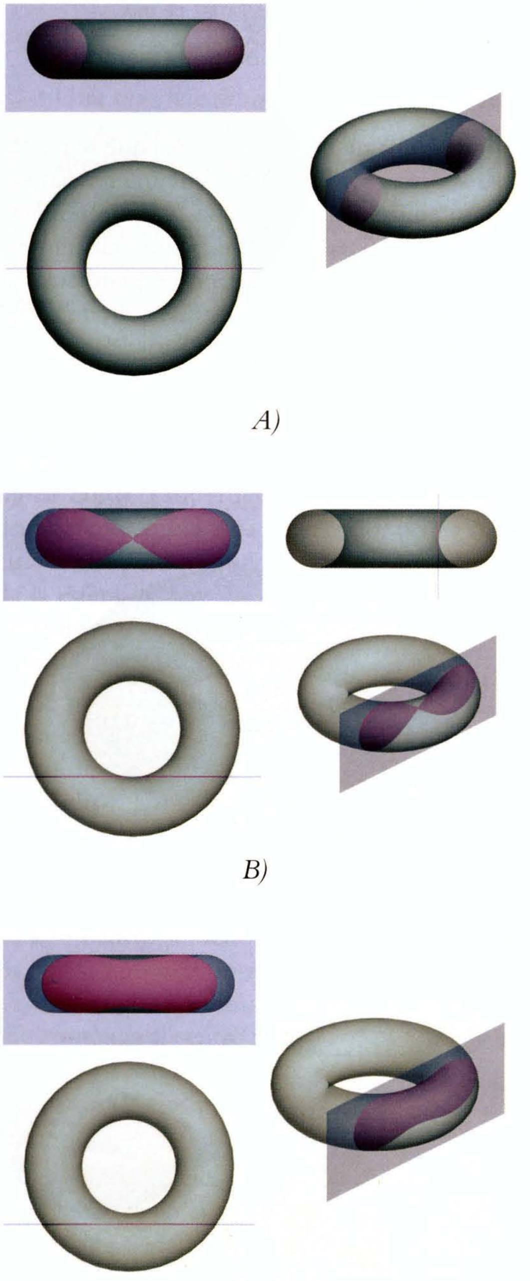


FIGURA 7.82. SECCIONES DE UN TORO.

7.3.2. CURVAS Y SUPERFICIES DE FORMA LIBRE. *SPLINES*

Las superficies de forma libre son superficies matemáticas sofisticadas cuyo empleo es muy frecuente debido al uso de los programas CAD, ya que se pueden construir superficies extremadamente complejas.

Las curvas de forma libre se conocen internacionalmente con el nombre de *splines*. Están formadas por tramos polinomiales enlazados unos con otros que tratan de definir una curva continua que se aproxime a unos puntos de control (figura 7.83).

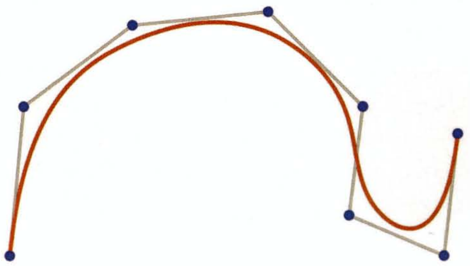


FIGURA 7.83. CURVA *SPLINE*.

Son formas muy utilizadas en el diseño en ingeniería, debido a su simplicidad de construcción, su facilidad y precisión de cálculo y su capacidad de aproximarse a formas geométricas complejas, imposibles de modelizar con curvas convencionales. Cualquier componente en cuyo diseño tengan influencia factores como aerodinámica, ergonomía, estética, aleatoriedad de formas, etc., incluye alguna curva de este tipo.

La incorporación de su empleo habitual en ingeniería está ligada directamente al uso de sistemas CAD/CAM en los procesos de diseño y fabricación.

En general, el término *spline* se usa para referirse a una amplia gama de funciones utilizadas en aplicaciones que requieren interpolación de datos y suavizado. Se pueden utilizar para interpolar y/o suavizar datos unidimensionales o multidimensionales.

Las *spline* que se utilizan en interpolación se usan normalmente para minimizar el error entre los puntos por los que se quiere que pase la curva y los puntos por los que realmente pasa

dicha curva interpolada (un ejemplo es la interpolación por mínimos cuadrados).

Las *splines* de suavizado son una generalización de las *splines* de interpolación donde la curva final se obtiene minimizando el error aplicando a los puntos de control distintas ponderaciones.

Seguidamente se describirán las principales curvas y superficies de forma libre.

7.3.3. Curvas y superficies de Bézier

Las *curvas de Bézier* se desarrollaron en los años sesenta para el trazado de dibujos técnicos en aeronáutica y automoción en los programas de CAD. Su nombre proviene de su descubridor, Pierre Bézier.

Las curvas de Bézier se usan habitualmente en los gráficos generados por ordenador para el modelado de curvas suaves. Como la curva está completamente contenida en la envolvente convexa de los puntos de control, dichos puntos pueden ser visualizados gráficamente sobre el área de trabajo y usados para manipular la curva de una forma muy intuitiva (figura 7.84). Las transformaciones afines, como traslaciones y rotaciones, se pueden aplicar con gran facilidad a las curvas aplicando las transformaciones respectivas sobre los puntos de control.

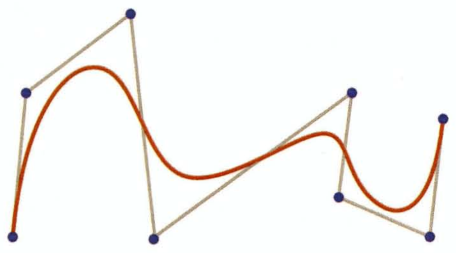


Figura 7.84. Construcción de una curva de Bézier.

Las curvas más habituales son las cuadráticas y las cúbicas. Las curvas de grados superiores son más difíciles de evaluar. Cuanto más complejas son las formas que se necesitan, menos apropiadas son las curvas de bajo orden.

La curva de Bézier se encuentra en el interior de la envolvente convexa de los puntos de control. Es infinitamente derivable. Si se modifica un punto de control, se modifica completamente la curva. Para efectuar una transformación afín de la curva es suficiente efectuar la transformación sobre todos los puntos de control. El comienzo y el final de la curva es tangente al primer y al último segmento del polígono de Bézier. Una curva se puede desdoblar en tantas curvas como se quieran, siendo cada una de ellas una nueva curva de Bézier.

Sin embargo, las curvas de Bézier tienen algunas limitaciones. Algunas curvas simples, como la circunferencia, no se puede representar de manera exacta mediante curvas de Bézier o segmentos de esta clase de curvas. De la misma forma, curvas paralelas a una dada (como por ejemplo los raíles de un ferrocarril), no se pueden construir de manera exacta mediante curvas de Bézier.

Seguidamente se describen las principales curvas de Bézier.

Curvas lineales de Bézier

Dados dos puntos P_0 y P_1, una curva lineal de Bézier es una línea recta que pasa por P_0 y P_1.

$$B(t) = B_0 + (P_1 - P_0)t = (1 - t)\,P_0 + tP_1,\ t \in [0,1]$$

Curvas cuadráticas de Bézier

Dados tres puntos P_0, P_1, y P_2, una curva cuadrática de Bézier es una función $B(t)$ tal que:

$$B(t) = (1 - t)^2\,P_0 + 2t\,(1 - t)\,P_1 + t^2P_2,\ t \in [0,1]$$

La fuente de letra TrueType utiliza curvas cuadráticas de Bézier (figura 7.85).

Figura 7.85. Aplicación de las curvas de Bézier al tipo de letra TrueType.

Curvas cúbicas de Bézier

Una curva cúbica de Bézier queda definida por cuatro puntos del plano o del espacio tridimensional, P_0, P_1, P_2 y P_3 (figura 7.86). La curva tiene la siguiente forma paramétrica:

$$B(t) = P_0(1-t)^3 + 3P_1 t(1-t)^2 + 3P_2 t^2(1-t) + P_3 t^3,\ t \in [0,1]$$

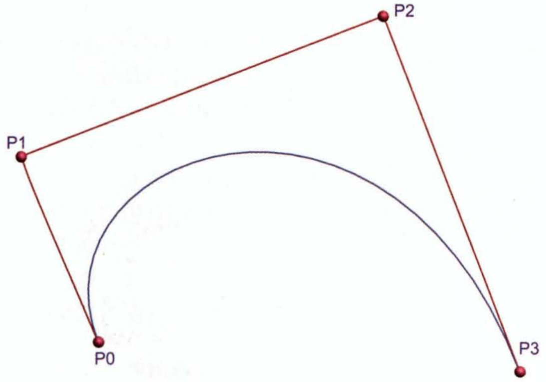


FIGURA 7.86. CURVA CÚBICA DE BÉZIER.

Generalización

En general, una curva de Bézier de grado n se define con $n+1$ puntos de control $P_0, P_1,\ldots, P_n$, y tiene la siguiente forma:

$$B(t) = \sum_{i=0}^{n} \binom{n}{i} P_i(1-t)^{n-i} t^i = P_0 (1-t)^n + \binom{n}{1} P_1(1-t)^{n-1} t + \ldots + P_n t_n,\ t \in [0,1]$$

Si se definen los polinomios

$$b_{i,n}(t) = \binom{n}{i} t^i(1-t)^{n-i},\ i = 0, \ldots n$$

se puede escribir B(t) como

$$B(t) = \sum_{i=0}^{n} P_i b_{i,n}(t),\ t \in [0,1]$$

Los polinomios $b_{i,n}(t)$ se denominan *polinomios de Bernstein* de grado n.

Los puntos P_i se denominan *puntos de control* de la curva de Bézier. La poligonal construida uniendo los puntos de Bézier, comenzando por P_0 y terminando en P_n, se denomina *polígono de Bézier* (o *polígono de control*).

La curva de Bézier se puede expresar de manera recursiva. Si $B(t)$ es la curva de Bézier determinada por los puntos $P_0, P_1,\ldots, P_n$, se tiene que:

$$B(t) = B_{P0,P1\ldots Pn}(t) = (1-t)\, B_{P0\text{-}P1\ldots Pn-1}(t) + t B_{P1P2\ldots Pn}(t)$$

es decir, la curva de grado n de la curva de Bézier es una interpolación entre los dos grados n–1 de las curvas de Bézier.

La variable t en la función de la curva lineal de Bézier se utiliza para la representación paramétrica de la recta que pasa por P_0 y P_1, midiendo cuánto de lejos está $B(t)$ de P_0 y P_1 (figura 7.87).

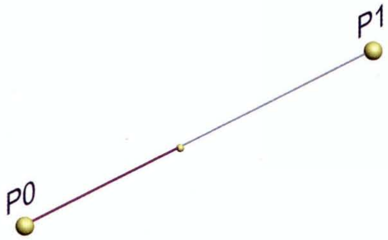


FIGURA 7.87. CURVA LINEAL DE BÉZIER.

Para curvas cuadráticas se pueden construir puntos intermedios desde Q_0 a Q_1 tales que t varía de 0 a 1, el punto Q_0 varía de P_0 a P_1 y describe una curva lineal de Bézier, el punto Q_1 varía de P_1 a P_2 y describe una curva lineal de Bézier, y el punto $B(t)$ varía de Q_0 a Q_1 y describe una curva cuadrática de Bézier (figura 7.88).

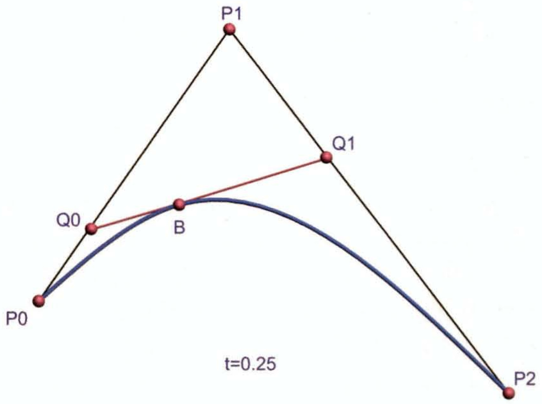


FIGURA 7.88. CURVA CUADRÁTICA DE BÉZIER.

Para las curvas cúbicas, se determinan los puntos intermedios Q_0, Q_1 y Q_2 que describen las curvas lineales de Bézier y los puntos R_0 y R_1 que describen las curvas cuadráticas (figura 7.89).

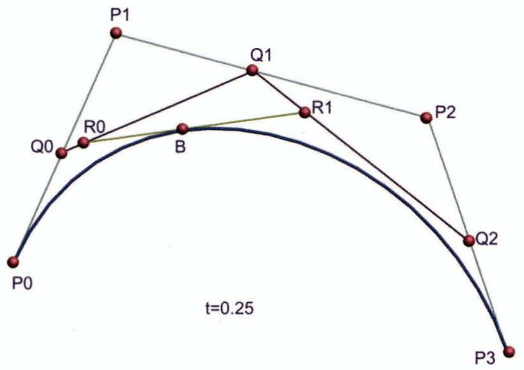


FIGURA 7.89. CURVA CÚBICA DE BÉZIER.

Para curvas de cuarto orden se pueden localizar los puntos intermedios Q_0, Q_1, Q_2 y Q_3 que describen las curvas lineales de Bézier, los puntos R_0, R_1 que describen las curvas cuadráticas y los puntos S_0 y S_1 que describen las curvas cúbicas (figura 7.90).

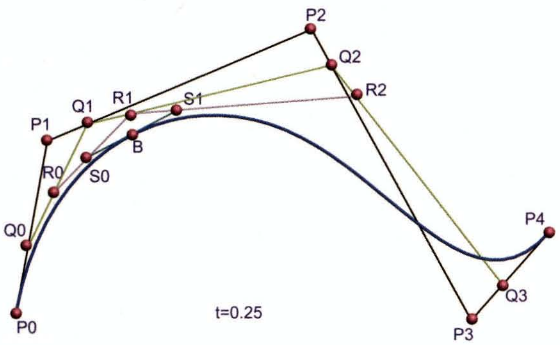


FIGURA 7.90. CURVA DE BÉZIER DE CUARTO ORDEN.

Superficies de Bézier

Sus primeras aplicaciones en 1972 fueron para el diseño de carrocerías de coches. Las superficies de Bézier son superficies paramétricas, generalización de las curvas de Bézier.

Una superficie de Bézier de orden (n, m) se puede definir a partir de un conjunto de $(n+1)(m+1)$ puntos de control $k_{i,j}$, donde $i = 0$ hasta n y $j = 0$ hasta m.

Entonces, la fórmula que define la superficie definida por estos puntos de control se puede escribir como un mapeado de un cuadrado unitario del espacio paramétrico 2D:

$$(u, v) \in [0,1]$$

teniendo entonces:

$$P(u, v) = \sum_{i=0}^{n} \sum_{j=0}^{m} B_i^n(u)\, B_j^m(v)\, k_{i,j}$$

donde

$$B_i^n(u) = \binom{n}{i} u^i (1-u)^{n-i}$$

son los polinomios de Bernstein.

Las superficies de Bézier tienen propiedades equivalentes a las de las curvas de Bézier.

Una superficie de Bézier se transforma de la misma forma que sus puntos de control mediante transformaciones lineales, como traslaciones o rotaciones.

Las isolíneas u = *constante* y v = *constante* del espacio *(u,v)*, y en particular los cuatro límites del área *(u,v)*, son curvas de Bézier.

La superficie de Bézier está incluida en la envolvente convexa de sus puntos de control. Además, está incluida en el interior del paralelepípedo envolvente de sus puntos de control.

Los puntos de la curva correspondiente a los vértices del cuadrado *(u,v)* son puntos de control. En general, la superficie no pasa por el resto de puntos de control.

Estas superficies se utilizan sobre todo mediante redes de parches bicúbicos (*bicubic patches*), donde $m = n = 3$, enlazados con superficies *B-spline*. La geometría de un parche bicúbico simple se define completamente mediante 16 puntos de control (figura 7.91).

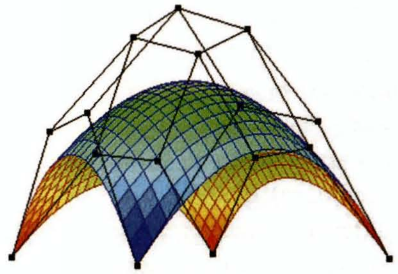


FIGURA 7.91. SUPERFICIE DE BÉZIER.

Los parches de Bézier representan mejor las superficies suavizadas que las mallas de triángulos, ya que son mucho más compactas, se manipulan más fácilmente y tienen propiedades de continuidad mucho mejores. Además, superficies como esferas y cilindros se pueden aproximar bien con un número reducido de parches de Bézier.

Sin embargo, las mallas que se obtienen con los parches de Bézier son difíciles de renderizar directamente, dado que es difícil y costoso calcular intersecciones de estas superficies con líneas, tal y como se hace por ejemplo en los algoritmos de *ray tracing* u otros métodos que no utilizan técnicas de subdivisiones o aproximaciones sucesivas. Por esta razón, las mallas obtenidas con los parches de Bézier se suelen descomponer en mallas de triángulos 3D.

7.3.4. *B-Splines*

Las curvas *B-spline (Basis Spline)* son curvas *spline* parametrizadas por funciones *spline* combinación lineal de *B-splines* básicas. Las funciones *B-spline* se evalúan numéricamente con el *algoritmo de De Boor.*

Dados $m+1$ *nodos* t_i donde

$$t_0 \leq t_1 \leq \ldots \leq t_m$$

una *B-spline* de grado n es una curva paramétrica:

$$S : [t_0, t_m] \rightarrow R^2$$

compuesta por una combinación lineal de *B-splines* básicas de grado n:

$$S(t) = \sum_{i=0}^{m-n-1} P_i b_{i,n}(t),\ t \in [t_0, t_m]$$

Los puntos P_i se denominan *puntos de control* o *puntos de De Boor.* Con los puntos de control se puede construir una poligonal, comenzando por P_0 hasta P_m, que se denomina *polígono de De Boor.*

Las *m-n B-splines* básicas de grado n se definen utilizando la *fórmula recursiva de Cox-De Boor*:

$$b_{j,0}(t) = \begin{cases} 1 & \text{si } t_j \leq t \leq t_{j+1} \\ 0 & \text{en caso contrario} \end{cases}$$

$$b_{j,n}(t) := \frac{t - t_j}{t_{j+n} - t_j} b_{j,n-1}(t) +$$

$$\frac{t_{j+n+1} - t}{t_{j+n+1} - t_{j+1}} b_{j+1,n-1}(t)$$

Cuando los nodos son equidistantes, la *B-spline* se denomina *uniforme,* y en caso contrario, *no uniforme.*

- ***B-spline* uniformes**

Una forma alternativa de definición no recursiva de las *m-n B-splines* básicas es:

$$b_{j,n}(t) = b_n(t - t_j),\quad j = 0, \ldots, m - n - 1$$

con

$$b_n(t) = (n + 1) \sum_{i=0}^{n+1} \omega_{i,n}(t - t_i)_+^n$$

y

$$\omega_{i,n} = \prod_{j=0, j\neq 0}^{n+1} \frac{1}{t_j - t_i}$$

donde

$$(t - t_i)_+^n = \begin{cases} (t - t_i)^n & si\ (t - t_i) \geq 0 \\ 0 & si\ (t - t_i) < 0 \end{cases}$$

Cuando el número de nodos es el mismo que el grado, la *B-spline* se convierte en una curva de Bézier.

Puede haber distintos tipos:

- ***B-spline* constante**

Es el caso más simple de *spline*. Se define sólo en un rango de nodos y no es siempre continua en los nodos.

$$b_{j,0}(t) = 1_{[t_j, t_{j+1})} = \begin{cases} 1 & \text{si } t_j \leq t < t_{j+1} \\ 0 & \text{en caso contrario} \end{cases}$$

- ***B-spline* lineal**

La *B-spline* lineal se define en dos rangos de nodos consecutivos. Es continua en los nodos, pero no es diferenciable.

$$b_{j,1}(t) = \begin{cases} \dfrac{t - t_j}{t_{j+i} - t_i} & \text{si } t_j \le t < t_{j+1} \\ \dfrac{t_{j+2} - t}{t_{j+2} - t_{j+1}} & \text{si } t_{j+1} \le t < t_{j+2} \\ 0 & \text{en otro caso} \end{cases}$$

- ***B-spline* cuadrática uniforme**

Las *B-splines* cuadráticas uniformes se utilizan con gran frecuencia, ya que las funciones básicas se pueden precalcular fácilmente y son iguales para cada segmento.

$$b_{j,2}(t) = \begin{cases} \dfrac{1}{2}t^2 \\ -t^2 + t + \dfrac{1}{2} \\ \dfrac{1}{2}(1-t)^2 \end{cases}$$

En forma matricial compacta se puede escribir como:

$$S_i(t) = [t^2 \; t \; 1]\frac{1}{2}\begin{bmatrix} 1 & -2 & 1 \\ -2 & 2 & 0 \\ 1 & 1 & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} P_{i-1} \\ P_i \\ P_{i+1} \end{bmatrix}$$

para

$$t \in [0,1]$$

- ***B-splines* cúbicas uniformes**

Las *B-splines* cúbicas uniformes se usan también frecuentemente y tienen la forma siguiente:

$$S_i(t) = [t^3 \; t^2 \; t \; 1]\frac{1}{6}\begin{bmatrix} -1 & 3 & -3 & 1 \\ 3 & -6 & 3 & 0 \\ -3 & 0 & 3 & 0 \\ 1 & 4 & 1 & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} P_{i-1} \\ P_i \\ P_{i+1} \\ P_{i+2} \end{bmatrix}$$

para

$$t \in [0,1]$$

Superficies B-spline

Una superficie *B-spline* de orden (n, m) se puede definir a partir de un conjunto de $(n+1)(m+1)$ puntos de control $P_{i,j}$, donde $i = 0$ hasta n y $j = 0$ hasta m.

Si se define un vector de $h + 1$ nodos en la dirección u:

$$U = \{ u_0, u_1, ..., u_h \}$$

y un vector de $k + 1$ nodos en la dirección v:

$$V = \{ v_0, v_1, ..., v_k \}$$

Siendo p el grado en la dirección u y q el grado en la dirección v, la superficie *B-spline* tiene la forma siguiente:

$$p(u, v) = \sum_{i=0}^{m} \sum_{j=0}^{n} N_{i,p}(u) N_{j,q}(v) P_{i,j}$$

donde $N_{i,p}(u)$ y $N_{j,q}(v)$ son las funciones *B-spline* básicas de grado p y q respectivamente. Para cada dirección se cumple que:

$$h = m + p + 1$$

y

$$k = n + q + 1$$

La *B-spline* es otro ejemplo de superficie producto de tensores. Como en las superficies de Bézier, el conjunto de puntos de control está referido a un rectángulo de control, con los parámetros u y v que varían entre 0 y 1.

La siguiente figura muestra una superficie *B-spline* formada por seis filas y seis columnas de puntos de control. El vector de nodos en la dirección u es $U = \{0, 0, 0, 0{,}25, 0{,}5, 0{,}75, 1, 1, 1\}$, y el grado es 2. El vector de nodos en la dirección v es $V = \{0, 0, 0, 0, 0{,}33, 0{,}66, 1, 1, 1, 1\}$, y el grado es 3 (figura 7.92).

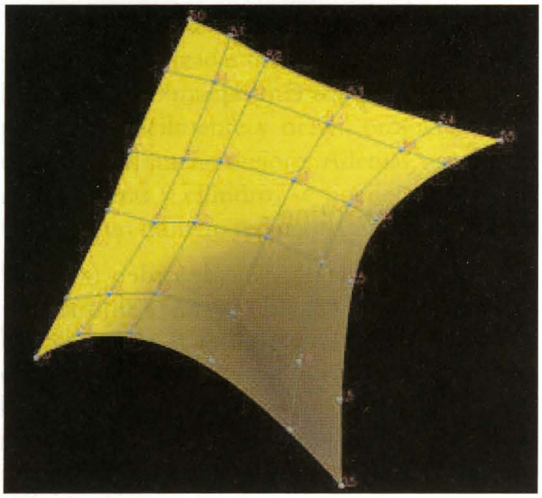


FIGURA 7.92. SUPERFICIE *B-SPLINE*.

El coeficiente del punto de control $P_{i,j}$ es el producto de dos funciones *B-spline* básicas unidimensionales, una en la dirección u, $N_{i,p}(u)$, y otra en la dirección v, $N_{j,q}(v)$. Todos estos productos son funciones *B-spline* bidimensionales.

Como una curva *B-spline*, una superficie *B-spline* puede estar abierta o cerrada en cada una de sus direcciones. Si una superficie *B-spline* es cerrada en las dos direcciones, la superficie pasa por los puntos de control $P_{0,0}$, $P_{m,0}$, $P_{0,n}$ y $P_{m,n}$ y es tangente a las ocho direcciones de los límites de la red de cuatro, en los cuatro puntos de control. Si una superficie *B-spline* es cerrada en una dirección, entonces todas las curvas isoparamétricas en esa dirección son curvas cerradas y la superficie se convierte en un tubo. Si la superficie *B-spline* es abierta en las dos direcciones, la superficie no pasa por los puntos de control $P_{0,0}$, $P_{m,0}$, $P_{0,n}$ y $P_{m,n}$. En la figura 7.93 se representan tres superficies *B-spline* cerradas o abiertas en ambas direcciones. Las tres superficies están definidas con los mismos puntos de control, pero sus vectores de nodos son diferentes.

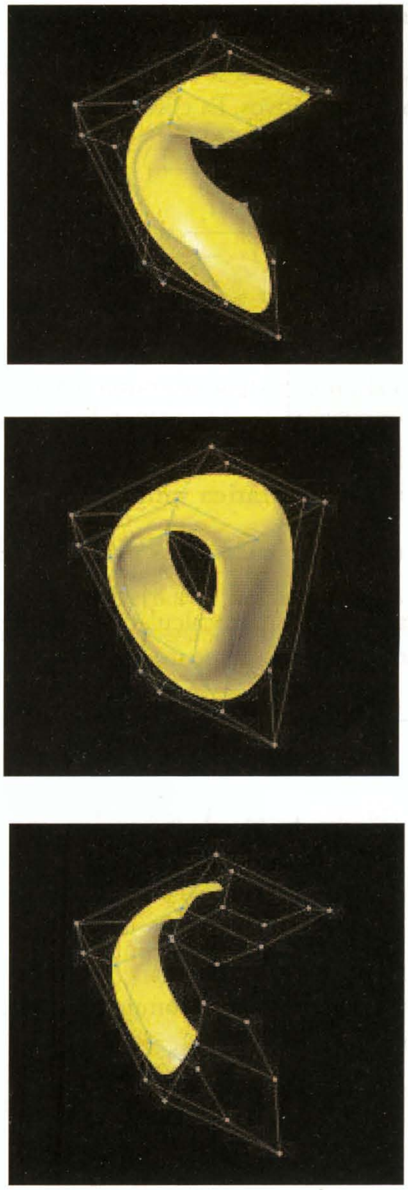


FIGURA 7.93. SUPERFICIES *B-SPLINE*. CERRADAS O ABIERTAS.

Las NURBS se usan actualmente en prácticamente todos los programas de CAD, CAM y CAE, y son parte de los estándares actuales de intercambios de datos, como IGES, STEP, ACIS o PHIGS.

Las NURBS tienen considerables ventajas con respecto a las curvas de Bézier o las *B-splines*. Estas ventajas se basan en la posibilidad que tienen de presentar distintos tipos de continuidad geométrica, que permiten elaborar formas mucho más complejas.

7.3.5. NURBS

La denominación *NURBS* corresponde al acrónimo inglés *Non Uniform Rational B-Spline*. Es una generalización de las *B-splines* no racionales y de las de Bézier no racionales.

- Continuidad de posición (de primer orden, G0). Permite que los extremos de dos curvas o superficies sean coincidentes, pudiendo tener una continuidad angulosa entre ellas.
- Continuidad tangencial (de segundo orden, G1). Permite que los extremos de dos curvas o superficies sean coincidentes, siendo paralelos sus vectores tangenciales.
- Continuidad de curvatura (de tercer orden, G2). Requiere que los vectores de las dos curvas o superficies en la zona de continuidad sean paralelos y tengan el mismo ratio de variación.

También se pueden tener mayores niveles de continuidad geométrica. En la figura 7.94 aparece un ejemplo donde se malla una cara y se pueden observar distintos tipos de continuidad geométrica.

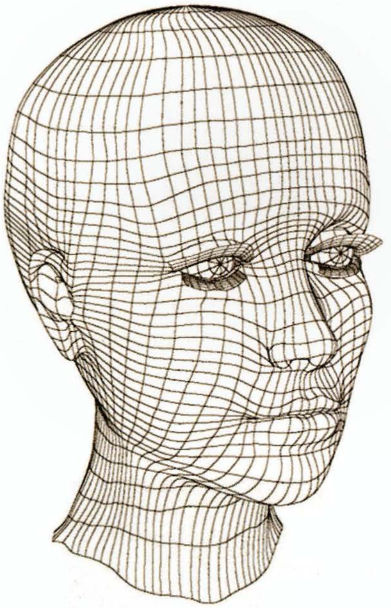


FIGURA 7.94. DISTINTOS TIPOS DE CONTINUIDAD GEOMÉTRICA.

Definición de curvas y superficies NURBS

Una curva o una superficie NURBS (figura 7.95) se define por su *orden*, un conjunto de *puntos de control* ponderados, y un vector de nodos. Las curvas y superficies NURBS son una generalización de las curvas de Bézier y de las *B-splines.* La diferencia fundamental es la ponderación o el peso de los puntos de control.

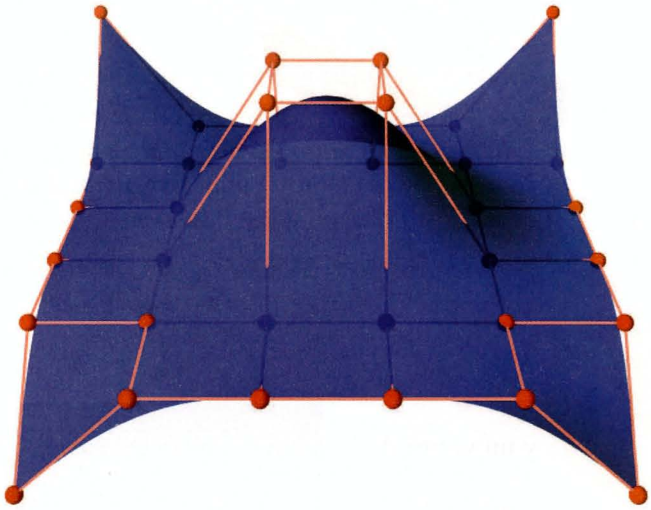


FIGURA 7.95. EJEMPLO DE SUPERFICIE NURBS Y PUNTOS DE CONTROL.

Los vectores de nodos son secuencias de parámetros que determinan dónde y cómo afectan los puntos de control a la NURBS. El número de nodos es siempre igual al número de puntos de control (orden de la NURBS) más el grado de la NURBS más uno.

El *orden* de una NURBS define el número de puntos de control cercanos que influyen en un determinado punto de control. La curva básica se representa matemáticamente por una polinomial de un grado menos que el orden de la curva. Así, curvas de segundo orden se representan por polinomios lineales, curvas de tercer orden por curvas cuadráticas, y curvas de cuarto orden por curvas cúbicas. El número de puntos de control debe ser mayor o igual que el orden de la curva.

Una curva NURBS de orden n se puede definir a partir de un conjunto de $(n+1)$ puntos de control P_i, donde $i = 0$ hasta n, y un conjunto de pesos ω_i, y un vector de $h + 1$ nodos:

$$t = \{t_0, t_1, ..., t_h\}$$

siendo p el grado en la dirección t, cumpliéndose que $h = m + p + 1$.

La curva NURBS tiene la forma siguiente:

$$p(t) = \frac{\sum_{i=0}^{n} \omega_i P_i N_{i,p}(t)}{\sum_{i=0}^{n} \omega_i N_{i,p}(t)}$$

donde $N_{i,p}(t)$ son las funciones básicas de grado p.

De la misma forma, una superficie NURBS de orden (n, m) se puede definir a partir de un conjunto de $(n+1)(m+1)$ puntos de control $P_{i,j}$, donde $i = 0$ hasta n y $j = 0$ hasta m.

Si se define un vector de $h+1$ nodos en la dirección u:

$$U = \{u_0, u_1, ..., u_h\}$$

y un vector de $k+1$ nodos en la dirección v:

$$V = \{v_0, v_1, ..., v_k\}$$

siendo p el grado en la dirección u y q el grado en la dirección v, para cada dirección se cumple que:

$$h = m + p + 1$$

y

$$k = n + q + 1$$

Entonces, la superficie NURBS tiene la forma siguiente:

$$p(u, v) = \frac{\sum_{i=0}^{m} \left(\sum_{j=0}^{n} \omega_{ij} P_{ij} N_{j,q}(v) \right) N_{i,p}(u)}{\sum_{i=0}^{m} \left(\sum_{j=0}^{n} \omega_{ij} N_{j,q}(v) \right) N_{i,p}(u)}$$

donde $N_{i,p}(u)$ y $N_{j,q}(v)$ son las funciones básicas de grado p y q, respectivamente.

Las curvas y superficies NURBS son interesantes por varias razones. Son invariables ante transformaciones afines y transformaciones perspectivas. Ofrecen una misma forma para representar curvas y superficies analíticas, como por ejemplo cónicas, así como curvas y superficies de forma libre, proporcionando una gran flexibilidad para diseñar una muy amplia variedad de formas. Permiten reducir el consumo de memoria del ordenador cuando se almacenan, en comparación con otros métodos más simples. Se pueden evaluar con un tiempo de cálculo razonablemente reducido mediante algoritmos precisos.

A modo de ejemplo, así como las curvas no racionales no pueden representar exactamente un círculo, una NURBS sí, utilizando los siguientes puntos de control y pesos:

x	*y*	**Peso**
1	0	1
1	1	$\sqrt{2}/2$
0	1	1
–1	1	$\sqrt{2}/2$
–1	0	1
–1	–1	$\sqrt{2}/2$
0	–1	1
1	–1	$\sqrt{2}/2$
1	0	1

Ejemplos de aplicación

En las siguientes figuras aparecen algunos ejemplos de superficies generadas con NURBS. En ellas se puede observar el nivel de complejidad conseguido.

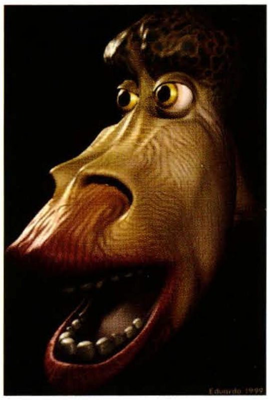


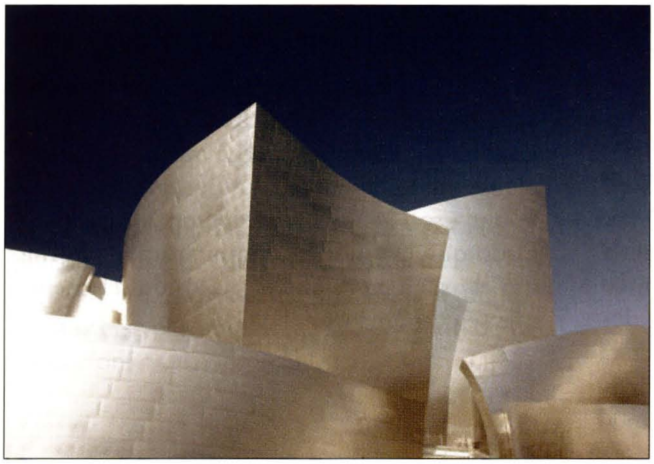
FIGURA 7.96. PERSONAJE USADO EN ANIMACIÓN.

FIGURA 7.97. CABEZA HUMANA MODELIZADA CON NURBS.

FIGURA 7.98. ZAPATILLA MODELIZADA CON SUPERFICIES COMPLEJAS.

FIGURA 7.99. EJEMPLO UTILIZADO EN AERONÁUTICA.

FIGURA 7.100. VEHÍCULO DE COMPETICIÓN.



8 Intersección de superficies

Introducción

Una *intersección* es una zona del espacio donde coinciden varias formas geométricas, es decir, el lugar geométrico de los puntos que pertenecen simultáneamente a dos formas geométricas.

La geometría de esta intersección está directamente relacionada con la forma y la posición relativa de las entidades que la generan. Por este motivo, las líneas de intersección aportan una información imprescindible para analizar correctamente las superficies que componen una pieza cualquiera.

Raramente las superficies estudiadas se emplean de forma aislada en la técnica; normalmente, se yuxtaponen varias superficies elementales para conformar otras más complejas. En la figura 8.1 se puede observar una forma compleja formada por composición de formas más sencillas, que da como resultado curvas de intersección en las zonas comunes a ambas superficies.

Dos superficies que se cortan definen una línea común a ambas y que constituye la *línea de intersección*, y su forma solamente depende de las superficies que intervienen en su generación. Análogamente puede decirse, con respecto a la línea de unión de dos superficies, que tendría un tratamiento a todos los efectos similar a la línea de intersección.

FIGURA 8.1. PIEZA FORMADA POR COMPOSICIÓN DE PRIMITIVAS SIMPLES.

En este capítulo se presenta la metodología que habitualmente se utiliza para obtener piezas complejas por combinación de piezas sencillas. Seguidamente se indica el procedimiento general para obtener puntos de la curva de intersección a partir de las primitivas básicas. Se señalan los distintos tipos de intersecciones que se pueden producir y cuál es el procedimiento sistemático que se utiliza para obtener las curvas de intersección y las partes vistas y ocultas de las mismas. Por último, se presentan una serie de intersecciones particulares, de representación sencilla, cuya forma y propiedades está directamente condicionada a las primitivas que las originan y a la posición relativa entre éstas.

8.1. GEOMETRÍA CONSTRUCTIVA DE CUERPOS

Para comprender bien el concepto de intersecciones es necesario conocer los principios básicos en los que se basa la geometría constructiva de cuerpos. La *geometría constructiva* de cuerpos consiste en la obtención de geometrías complejas partiendo de la composición de elementos sencillos. En la geometría constructiva de cuerpos aparecen dos elementos fundamentales: las primitivas y las operaciones de composición de primitivas.

Las *primitivas* pueden ser cualquier elemento de los vistos anteriormente (prisma, cono, cilindro, etc.), o composiciones ya efectuadas a partir de ellos. Las *operaciones de composición* se basan en el álgebra de Boole, y con ellas se podrán realizar operaciones de suma, diferencia e intersección de cuerpos.

La geometría constructiva de cuerpos se aplica a geometrías tridimensionales, en cuyo caso de denomina *Geometría Constructiva de Sólidos* (GCS, o CSG en terminología inglesa), aunque también se puede aplicar a geometrías bidimensionales.

Existen tres tipos de operaciones posibles: unión, diferencia e intersección.

En la figura 8.2 se muestran dos cilindros. Estos dos cilindros van a servir de base para definir las operaciones booleanas.

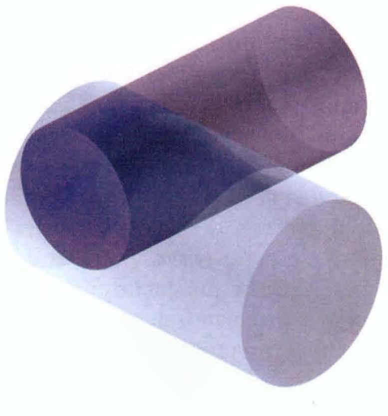


FIGURA 8.2. PRIMITIVAS BÁSICAS OBJETO DE OPERACIONES BOOLEANAS.

8.1.1. OPERACIONES BOOLEANAS

La unión o suma de dos elementos da como resultado el volumen formado por el total de los cuerpos. En la figura 8.3 aparece un ejemplo de unión de dos sólidos (los dos sólidos que se unen son los que aparecen en la figura 8.2). Dado que la unión es conmutativa, da lo mismo el orden en que se elijan los dos elementos que se combinan.

FIGURA 8.3. UNIÓN O SUMA.

La diferencia o resta de dos cuerpos da como resultado el primer cuerpo sin la parte del segundo cuerpo contenida dentro del primero, parte que se le elimina.

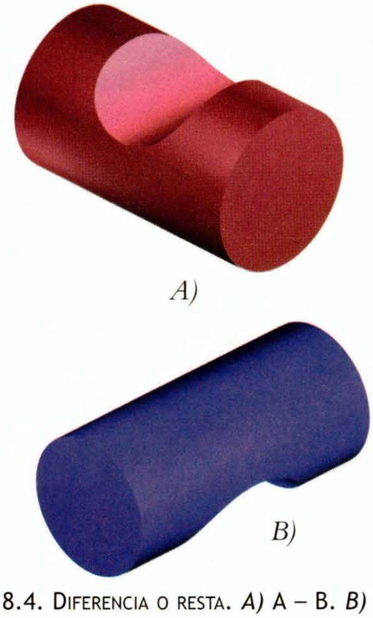


FIGURA 8.4. DIFERENCIA O RESTA. *A)* A – B. *B)* B – A.

En la figura 8.4 aparecen ejemplos de diferencia de sólidos. Dado que la diferencia no es conmutativa, el orden en que se eligen los elementos para realizar la operación es fundamental, ya que se obtienen resultados totalmente distintos.

La intersección de dos cuerpos da como resultado un tercer cuerpo que contiene el volumen común a los dos previos. En la figura 8.5 puede verse el resultado de la operación de intersección.

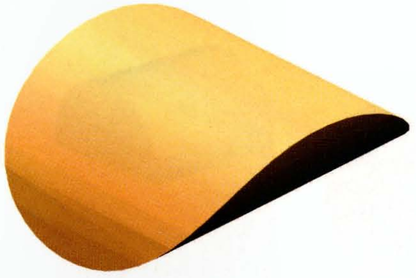


FIGURA 8.5. INTERSECCIÓN.

La aplicación correcta de la geometría constructiva de sólidos es fundamental a la hora de representar una pieza con vistas diédricas y acotarla, según se verá en capítulos posteriores. En la figura 8.6 se pueden ver dos ejemplos donde la acotación y el tipo de vistas que se pueden utilizar (seccionadas o no) se deducen directamente del modo en que se obtiene la pieza final a partir de piezas básicas. Se presentan también errores comunes a la hora de acotarla, producidos por una mala interpretación del método de construcción de la pieza.

8.1.2. ÁRBOL GCS

La mayoría de las veces la obtención de una geometría compleja no se limita a una sola operación de composición, sino que son varias operaciones en cadena, de forma que, partiendo de geometrías sencillas, se van componiendo progresivamente hasta obtener la geometría final buscada. Veamos un ejemplo: se trata de obtener la pieza representada en la figura 8.7.

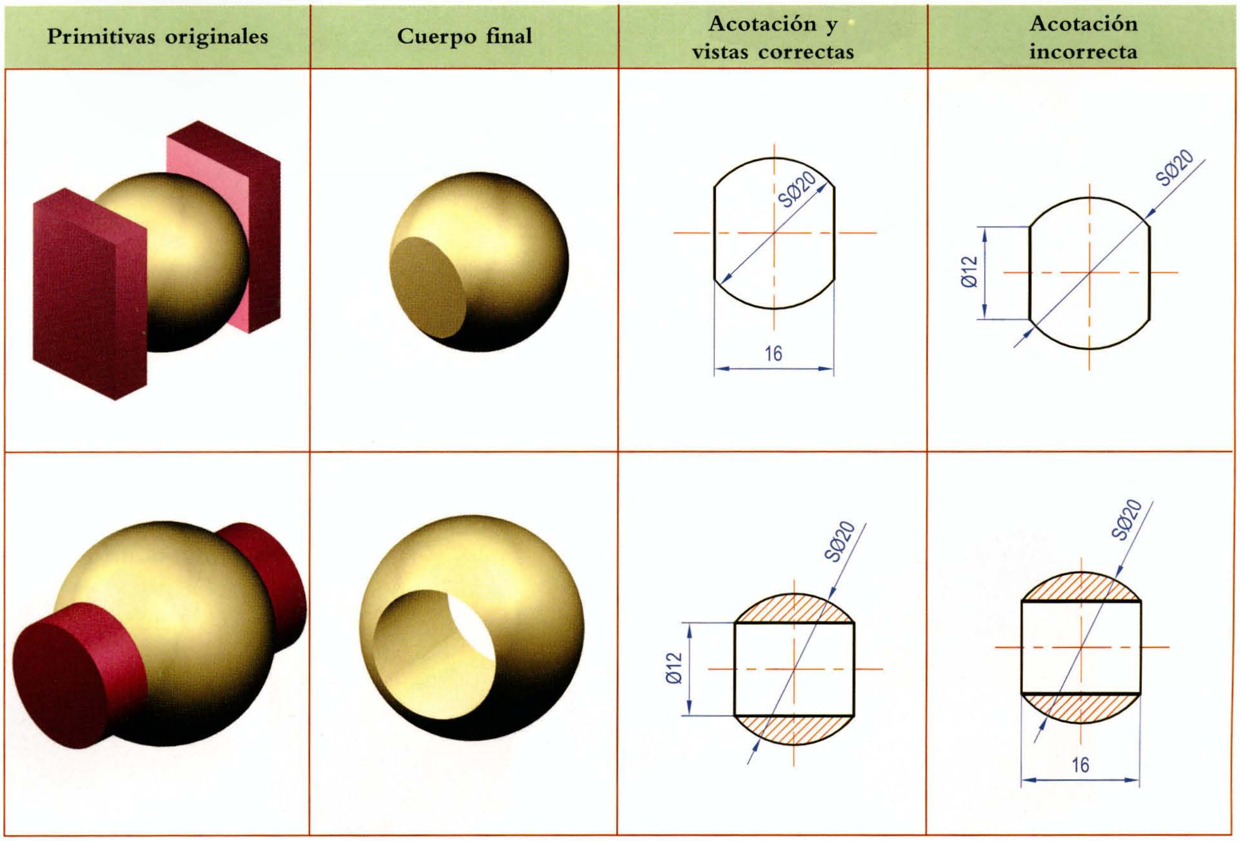


FIGURA 8.6. APLICACIÓN DEL GCS A LA DETERMINACIÓN DE VISTAS Y ACOTACIONES CORRECTAS.

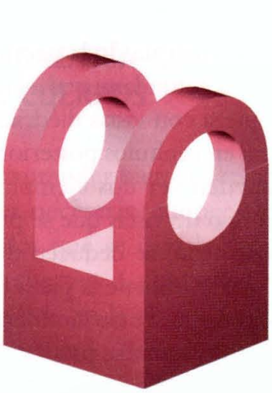


FIGURA 8.7. PIEZA PARA OBTENER POR COMPOSICIÓN DE OTRAS MÁS SENCILLAS.

Para ello se parte en primer lugar de las primitivas definidas en la figura 8.8: un prisma y una pieza de revolución que se va a sumar al primero. El resultado es hacer el cuerpo que aparece en la figura 8.8.

El segundo paso es construir la ranura sobre la base del cuerpo anterior, restando a este cuerpo el prisma. El resultado aparece en la figura 8.9.

Por último, se ha elegido un cilindro que produce un agujero pasante en las orejetas del cuerpo (figura 8.10).

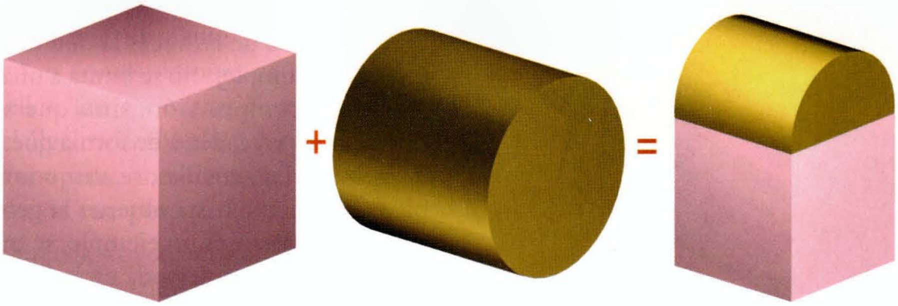


FIGURA 8.8. PRIMER PASO.

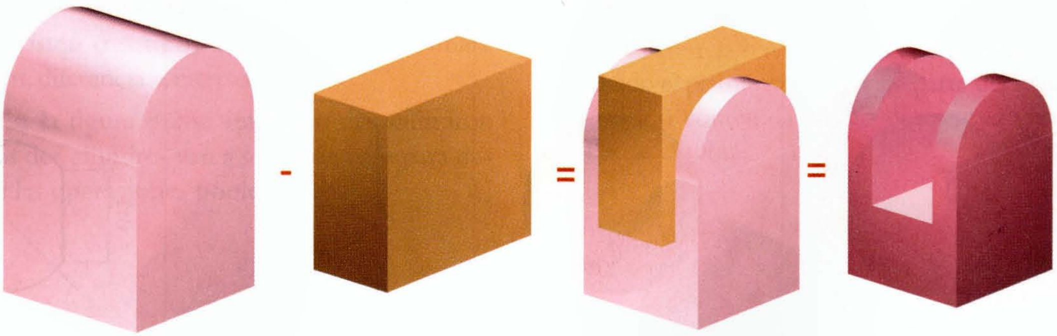


FIGURA 8.9. SEGUNDO PASO.

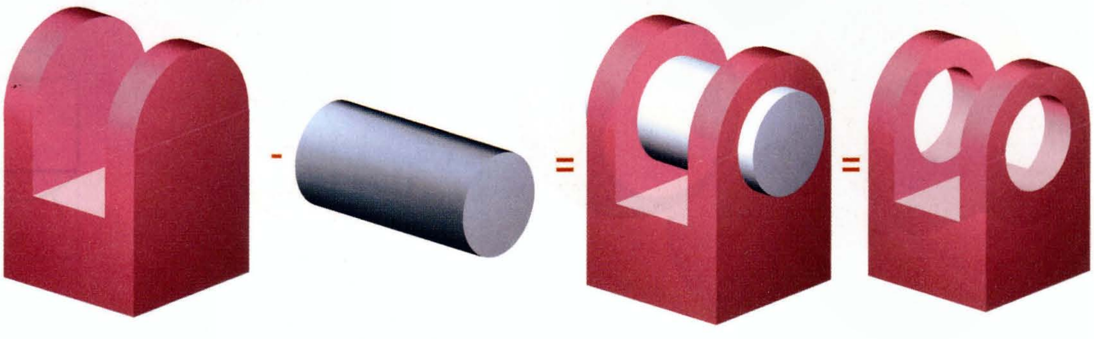


FIGURA 8.10. OPERACIÓN DE RESTA PARA AÑADIR UN AGUJERO PASANTE.

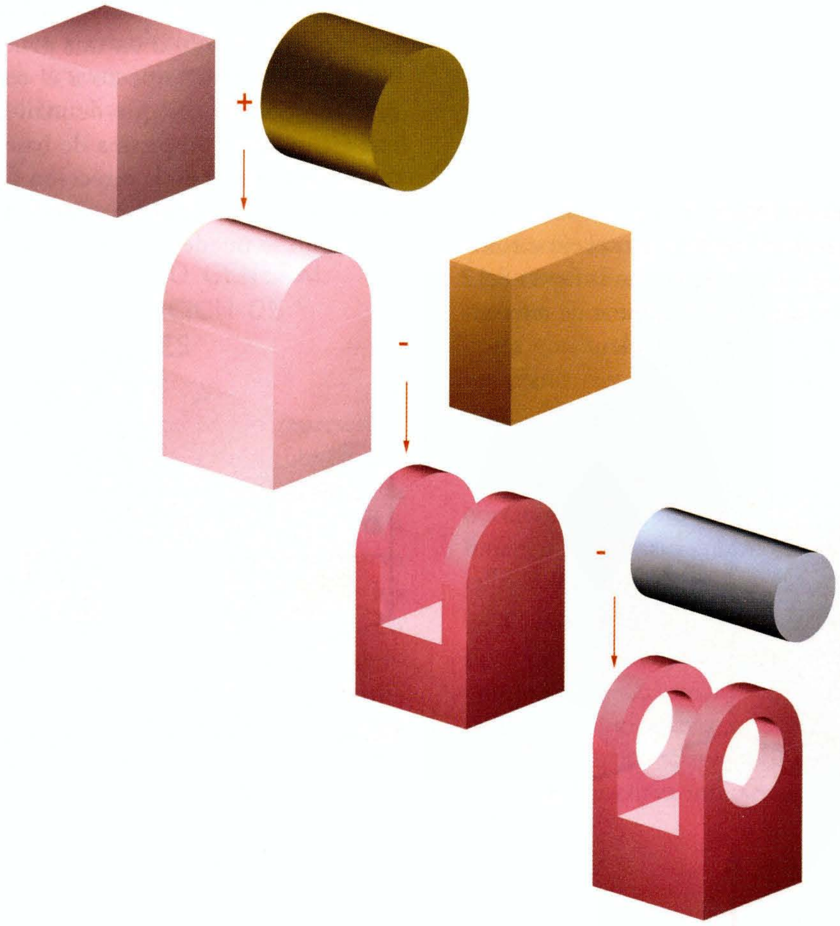


FIGURA 8.11. EJEMPLO DE ÁRBOL GCS.

Para guardar toda la "historia" de la construcción del cuerpo, se utiliza una estructura en forma de árbol que se denomina *árbol GCS.* En este árbol, las ramas constituyen las distintas piezas intermedias obtenidas en el proceso de composición del cuerpo, las hojas serían las primitivas básicas y el tronco la pieza final. Los nodos del árbol son las operaciones booleanas. En la figura 8.11 pueden verse los árboles GCS utilizados para la composición de la pieza anterior.

8.2. SITUACIÓN DE ELEMENTOS EN EL ESPACIO

Hasta ahora se ha tratado de la obtención de geometrías complejas partiendo de la composición de cuerpos a partir de otras geometrías más sencillas. Sin embargo no se ha tratado un aspecto fundamental: los cuerpos que se van a combinar tienen una situación relativa en el plano o en el espacio unos respecto de otros.

Lógicamente, el elemento obtenido por composición de otros de nivel inferior en el árbol GCS depende de la posición relativa que tengan estos cuerpos en el espacio. Para definir la posición de un cuerpo con respecto a otro se deben establecer *sistemas de referencia.*

Existen dos tipos de sistemas de referencia: los *sistemas de referencia locales* y el *sistema de referencia global.* Todos los sistemas de referencia son dextrógiros.

Cada primitiva tiene su sistema de referencia local. El origen de este sistema de referencia es un punto característico de la primitiva (p. ej., en una esfera su centro, en un prisma el centro de una de sus bases, etc.). La orientación del cuerpo con respecto a este sistema de referencia también dependerá de la primitiva particular (p. ej., en un cilindro recto se suele tomar el eje z coincidente con el eje del cilindro). En la figura 8.12 pueden verse algunos de los sistemas de referencia utilizados en primitivas sencillas.

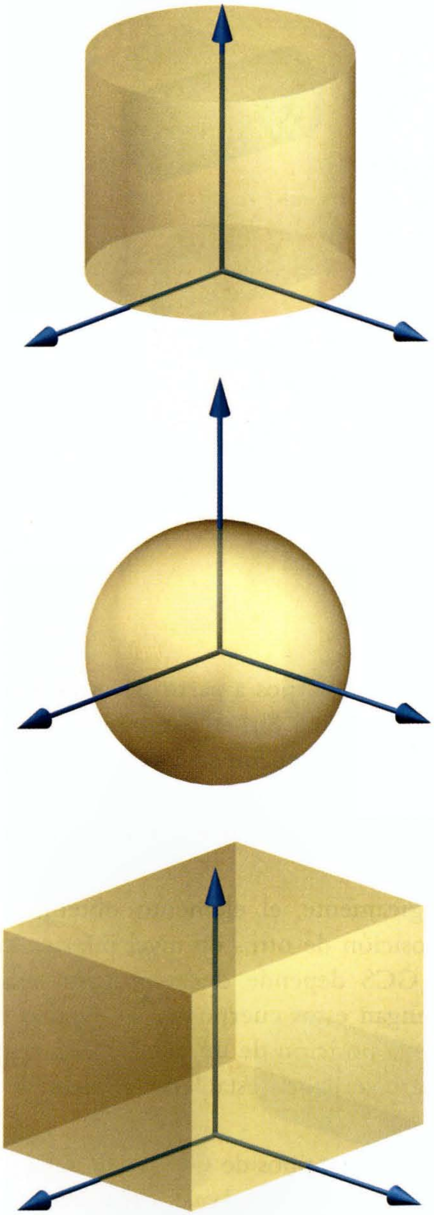


FIGURA 8.12. SISTEMAS DE REFERENCIA LOCALES.

Una vez elegido el sistema de referencia local que se va a utilizar en una primitiva, se deberán definir con respecto a él todos los elementos geométricos que definan la primitiva. Por ejemplo, en un prisma de base rectangular se define la altura en la dirección del eje z y las dos dimensiones de la base paralelas a los ejes x e y, según se puede ver en la figura 8.13.

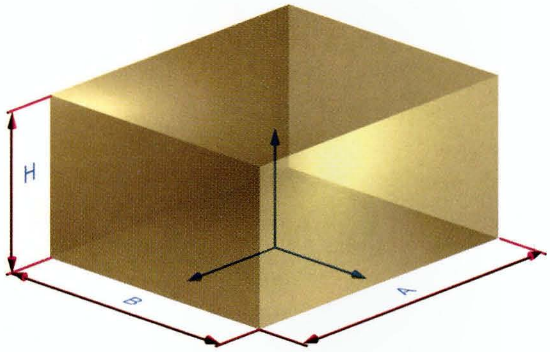


FIGURA 8.13. DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE UNA PRIMITIVA CON RESPECTO A SU REFERENCIA LOCAL.

Dado que para cada primitiva se define en un sistema de referencia local, y que todos los parámetros de esa primitiva se definen con respecto a esa referencia, para situar una primitiva con respecto a otra bastará con situar cada sistema de referencia local respecto del sistema de referencia global, o bien situar el sistema de referencia local de un elemento con respecto al local de otro elemento (figura 8.14), situando el

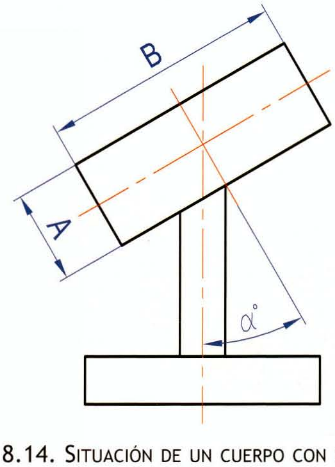


FIGURA 8.14. SITUACIÓN DE UN CUERPO CON RESPECTO A LA REFERENCIA GLOBAL.

centro del origen de la referencia local mediante cotas lineales, y estableciendo mediante cotas angulares la orientación relativa entre los dos sistemas de referencia.

8.3. PROCEDIMIENTO GENERAL DE DETERMINACIÓN DE INTERSECCIONES

En la figura 8.15 se pueden ver representadas las cuatro formas posibles de combinar dos cilindros. La primera corresponde a la suma, la segunda y la tercera a diferencias, y la cuarta a la intersección de los dos cilindros. La curva remarcada en azul, curva intersección de los dos cilindros, es la misma en todos los casos. Lo único que cambia es el volumen final del cuerpo resultante. Es decir, el proceso de determinación de la curva intersección entre dos cuerpos es independiente de la operación booleana que se realice entre ellos.

La forma de la curva intersección entre dos superficies es compleja, según se puede ver en la figura 8.15 y, salvo en casos particulares que se verán en la siguiente sección, no responde a curvas sencillas. La forma de determinar esta curva se realiza habitualmente determinando puntos de la misma, cortando las primitivas auxiliares con superficies auxiliares que permitan determinar puntos fácilmente. Así, si al cuerpo formado por los dos cilindros se le corta con una superficie auxiliar formada por un plano S y el plano S corta al cilindro C_1 según dos generatrices g_{11} y g_{12} y, a su vez, el plano S corta al cilindro C_2 según dos generatrices g_{21} y g_{22}, las dos parejas de generatrices se cortarán en los puntos P_1, P_2, P_3 y P_4, que pertenecen a la curva intersección entre los dos cilindros (figura 8.16).

El criterio que se debe seguir para elegir el tipo de superficie auxiliar es que se pueda conocer y determinar fácilmente la intersección de las superficies auxiliares con las superficies de partida, para obtener cómodamente puntos de la curva intersección.

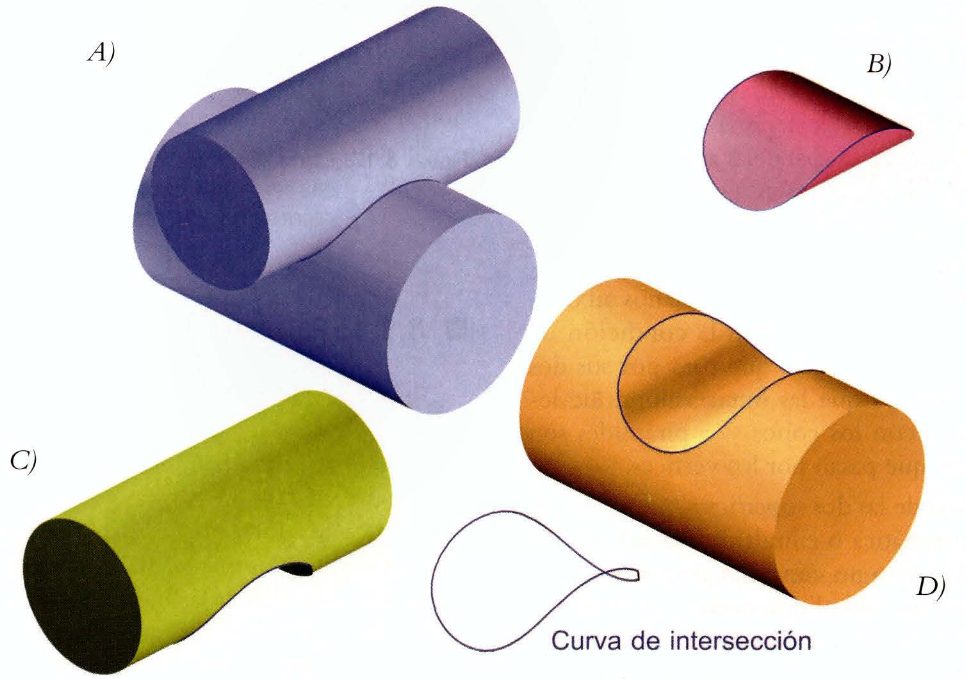


FIGURA 8.15. DISTINTAS COMBINACIONES ENTRE DOS CILINDROS. *A)* SUMA, *B)* INTERSECCIÓN, *C)* Y *D)* DIFERENCIAS.

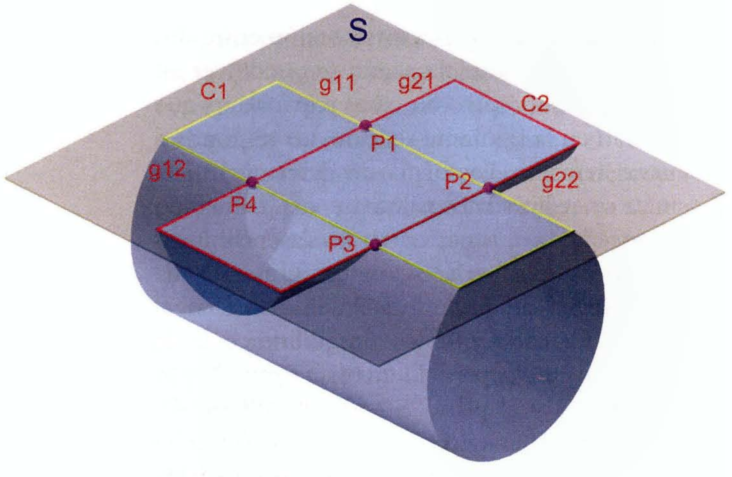


FIGURA 8.16. CORTE DE LOS DOS CILINDROS POR UNA SUPERFICIE AUXILIAR PARA OBTENER PUNTOS DE LA CURVA INTERSECCIÓN.

De esta forma, la superficie auxiliar elegida ha de ser tal que produzca unas líneas de intersección con las superficies de partida cuya determinación no ofrezca dificultades. Las superficies utilizadas generalmente como superficies auxiliares son planos, y en algún caso particular esferas. El criterio que se debe seguir es el siguiente:

En general:

1. Si las dos superficies que se cortan son prismáticas y/o cilíndricas, los planos auxiliares elegidos cumplirán la condición de ser paralelos a sus aristas laterales y/o generatrices, ya que las superficies auxiliares (planos) cortarán a las dos originales según rectas paralelas a las generatrices o a las aristas laterales (es el caso utilizado en la figura 8.16).
2. Si las dos superficies que se cortan son piramidales y/o cónicas, los planos auxiliares elegidos cumplirán la condición de contener a la recta que pasa por sus dos vértices, ya que las intersecciones de los planos con los conos y/o pirámides son rectas que pasan por los vértices.
3. Si una de las dos superficies que se cortan es prismática o cilíndrica y la otra es una pirámide o un cono, los planos auxiliares elegidos cumplirán simultáneamente la condición de ser paralelos a las aristas laterales o generatrices (según proceda), y la de contener al vértice de la pirámide o cono (según proceda).

Como casos particulares, se podrán elegir como planos auxiliares planos paralelos a la base de un cuerpo siempre que estos planos sean paralelos a generatrices o aristas laterales, o que pasen por el vértice de superficies cónicas o piramidales, según proceda, del otro cuerpo. Así, en la figura 8.17 se toman como superficies auxiliares planos paralelos a la base del cilindro C_2, que a su vez son paralelos a las generatrices del cilindro C_1. Estos planos, por ejemplo el plano Q, cortan al cilindro C_2 según el círculo (c_1) y al cilindro C_1 según generatrices (g_1 y g_2).

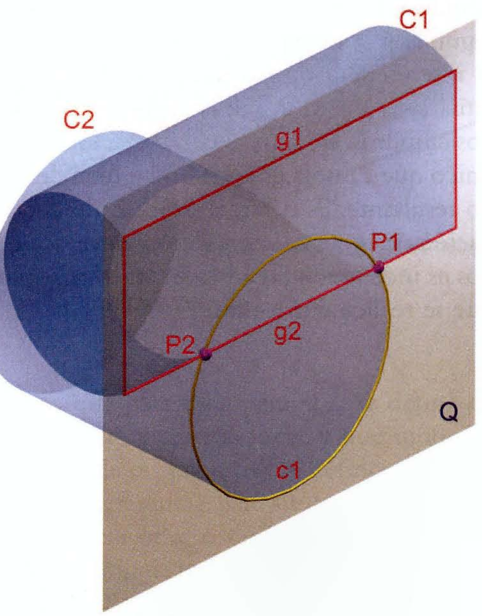


FIGURA 8.17. CORTE DE LOS DOS CILINDROS POR UN PLANO QUE CORTA A UN CILINDRO SEGÚN DOS GENERATRICES Y AL OTRO SEGÚN UN CÍRCULO.

8.3.1. PLANOS LÍMITE

En el apartado anterior se han indicado las características de los planos auxiliares empleados para determinar la intersección de superficies cuando éstas son prismas, cilindros, pirámides o conos. De todos los planos que cumplan las condiciones impuestas, no todos serán útiles para determinar la línea de intersección, sino solamente aquéllos que tengan puntos simultáneamente de las dos superficies, por lo que los planos auxiliares además han de cortar o ser tangentes a las dos superficies.

En la figura 8.18 aparecen dos cilindros. Se definen un conjunto de planos auxiliares paralelos simultáneamente a las generatrices de los dos cilindros. El plano L_1 es tangente al cilindro C_1 en la generatriz g_1 y corta al cilindro C_2 según dos generatrices, y el plano L_2 es tangente al cilindro C_2 en la generatriz g_2 y corta al cilindro C_1 según dos generatrices. A los planos L_1 y L_2 se les denomina *planos límite* porque marcan los límites entre los que se pueden utilizar planos para determinar puntos de la intersección.

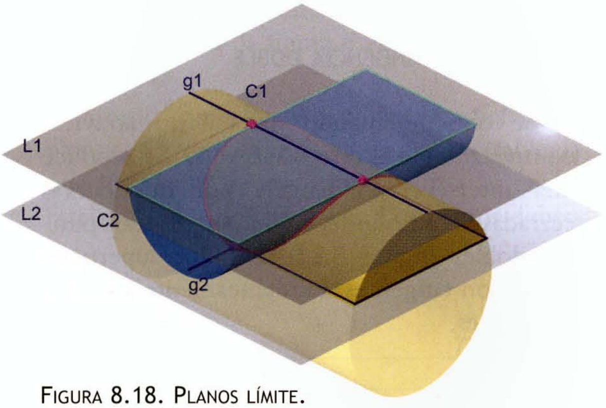


FIGURA 8.18. PLANOS LÍMITE.

Los planos situados por encima de L_1 o por debajo de L_2 no cortarán más que a uno de los dos cilindros o a ninguno de ellos, por lo que no servirán para determinar puntos de la intersección. Sin embargo, los planos situados entre L_1 y L_2 cortarán simultáneamente a los dos cilindros, por lo que sí determinarán puntos de la curva intersección entre los dos cilindros (figura 8.19).

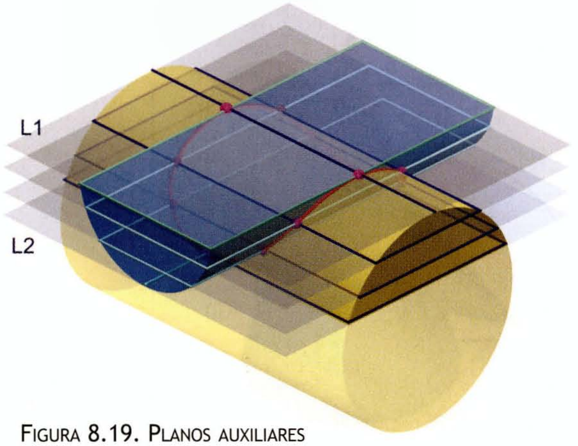


FIGURA 8.19. PLANOS AUXILIARES COMPRENDIDOS ENTRE LOS PLANOS LÍMITE.

8.4. TIPOS DE INTERSECCIÓN

Según la posición relativa entre las superficies que se cortan, se pueden presentar varios tipos de intersección, explicados a continuación.

8.4.1. PENETRACIÓN

Se produce cuando uno de los cuerpos atraviesa completamente al otro, produciéndose una intersección formada por dos curvas cerradas e independientes, pudiéndose considerar una de las curvas como de entrada y la otra como de salida. Las dos superficies límite (figura 8.20) definidas en el caso general resultan tangentes a la misma superficie.

FIGURA 8.20. PENETRACIÓN.

8.4.2. MORDEDURA

Se obtiene cuando ambos cuerpos se atraviesan mutuamente de modo parcial, produciéndose una intersección formada por una curva cerrada (figura 8.21). De las dos superficies límite definidas por el procedimiento general, una resulta tangente a un cuerpo y la otra al otro.

Figura 8.21. Mordedura.

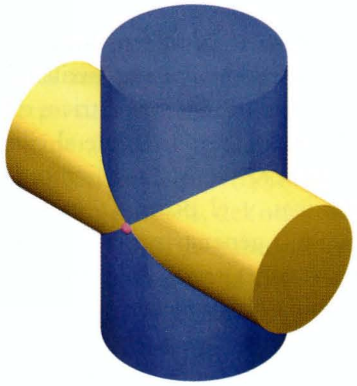


Figura 8.22. Tangencia simple.

8.4.3. Tangencia simple

Se obtiene cuando uno de los cuerpos atraviesa completamente al otro, produciéndose una intersección formada por una curva cerrada en la que existe un punto doble (figura 8.22). Una superficie límite es tangente simultáneamente a las dos superficies, y la otra es tangente a una y corta a la otra.

8.4.4. Tangencia doble

Se obtiene cuando un cuerpo atraviesa completamente al otro o viceversa. Se produce una intersección formada por dos curvas cerradas pero no independientes, con dos puntos dobles (figura 8.23). Las dos superficies límite son tangentes simultáneamente a las dos superficies.

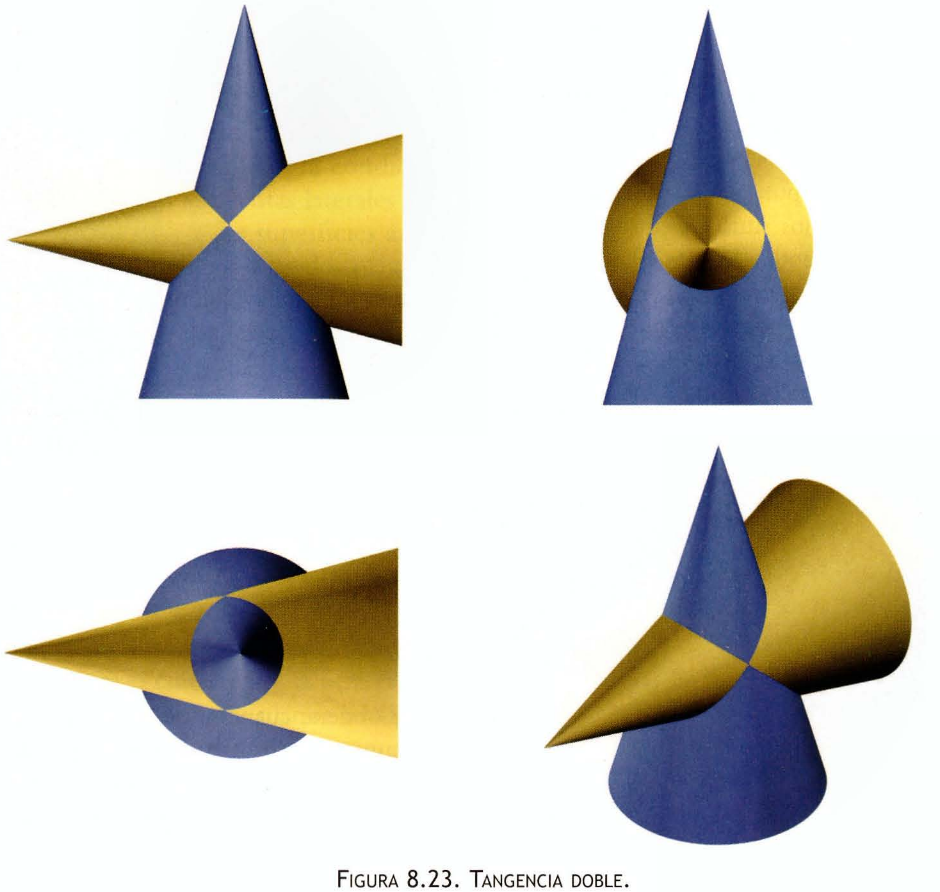


Figura 8.23. Tangencia doble.

8.5. Trazado de intersecciones

Seguidamente se van a describir varios casos de determinación de intersecciones en vistas diédricas. Con los ejemplos presentados se intentará repasar los distintos procedimientos y tipos de intersección vistos en secciones anteriores.

8.5.1. Procedimiento general

Se trata de determinar la intersección de los dos cilindros de la figura 8.24, que es del tipo mordedura.

Como superficies auxiliares se elegirán planos. El procedimiento general establecía que los planos deben ser paralelos a las generatrices de los dos cilindros. Los planos deben ser pues paralelos a rectas perpendiculares al plano horizontal (cilindro de eje vertical) y perpendiculares al plano de perfil (cilindro de eje horizontal, paralelo a la línea de tierra); es decir, los planos auxiliares son entonces paralelos al plano vertical de proyección. En la figura 8.25 aparecen los dos planos límite considerados.

Una vez definidos los dos planos límite, se trazan planos comprendidos entre ellos. En la figura 8.26 aparece un plano intermedio *P*. El plano *P* determina en planta las proyecciones a_1, a_2, b_1 y b_2. Llevando estos puntos a la vista lateral se obtienen las proyecciones a_1'', a_2'', b_1'' y b_2''. Correlacionando las proyecciones de la vista lateral con las de la planta, se obtienen las proyecciones a_1', a_2', b_1' y b_2' y, por lo tanto, cuatro puntos de la curva intersección.

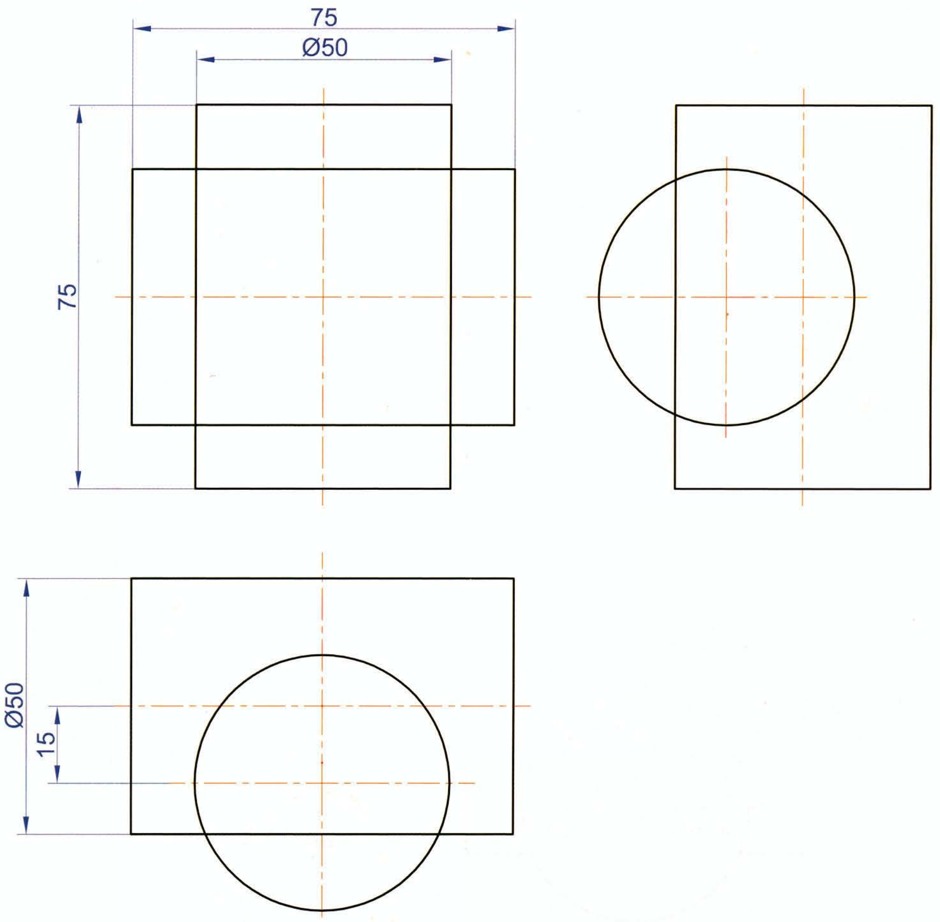


Figura 8.24. Intersección de dos cilindros.

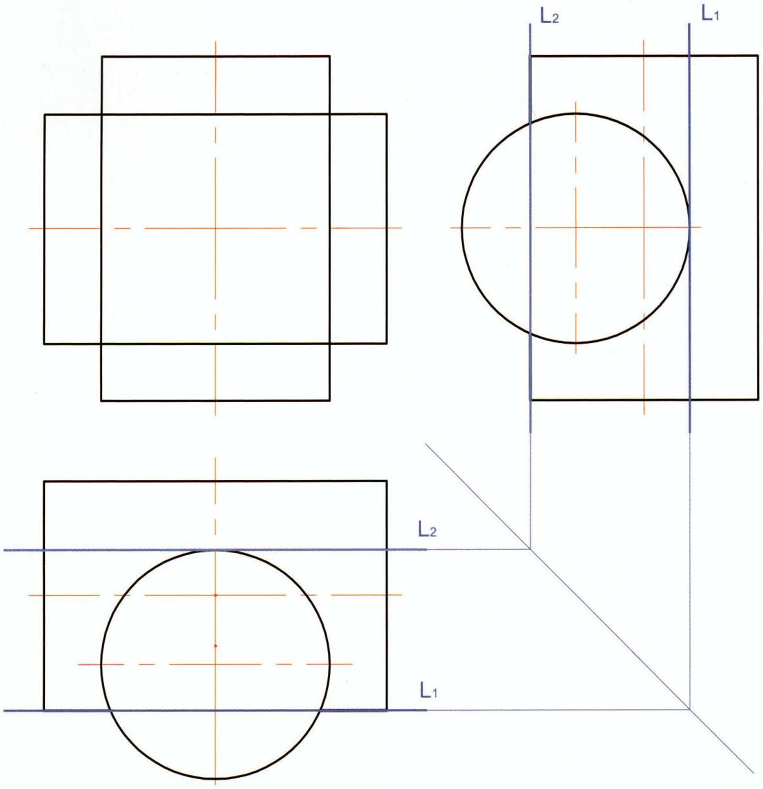


FIGURA 8.25. SUPERFICIES AUXILIARES Y PLANOS LÍMITE.

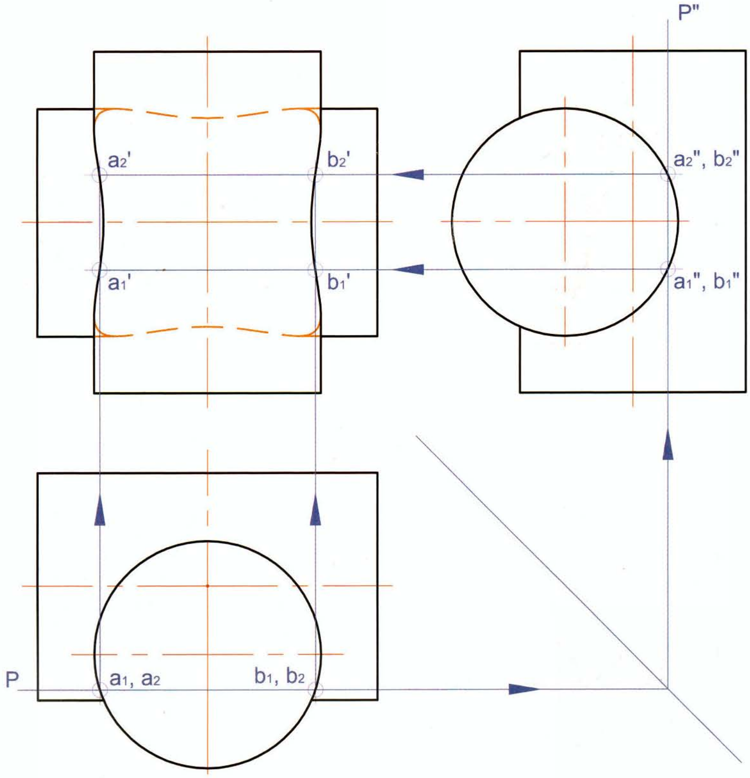


FIGURA 8.26. DETERMINACIÓN DE PUNTOS DE LA CURVA DE INTERSECCIÓN.

8.5.2. Uso de planos horizontales

Se trata de determinar la intersección del cilindro y el cono de la figura 8.27. Según se puede ver directamente en la vista lateral, se trata de un caso de tangencia simple.

Como superficies auxiliares se tienen dos opciones. Siguiendo el procedimiento general, se tomarían planos paralelos al eje del cilindro y que pasaran por el vértice del cono. Los planos que cumplen estas condiciones son planos paralelos a la línea de tierra que pasan por el vértice del cono. La segunda opción es tomar planos horizontales. Estos planos cortan al cilindro según dos generatrices, y al cono según círculos. En la figura 8.27 se ha elegido este segundo método. Se han elegido un conjunto de planos que van desde el plano P_1 hasta el P_6. El plano P_1, límite superior, es el plano que pasa en el perfil por la intersección del contorno (aparente en perfil) del cono con la superficie lateral del cilindro. El plano P_2 es el que marcará en alzado la transición de partes vistas a ocultas, según se verá en el apartado siguiente. El plano P_3 es el que pasa por el punto de tangencia de cilindro y cono, según se puede ver en la vista lateral. El plano P_4 marca también la transición de aristas vistas a ocultas en el alzado. El plano P_6 es el plano límite inferior.

Para determinar los puntos de la curva intersección que determina un plano horizontal genérico *P* se traza en alzado y perfil la traza del plano *P*. En la vista lateral se determina la generatriz del cilindro y la circunferencia del cono que determina este plano al cortar al cilindro y al cono. Trasladando esta generatriz y esta circunferencia a la planta, donde se cortan generatriz y circunferencia se tienen puntos de la intersección, que podrán llevarse posteriormente al alzado.

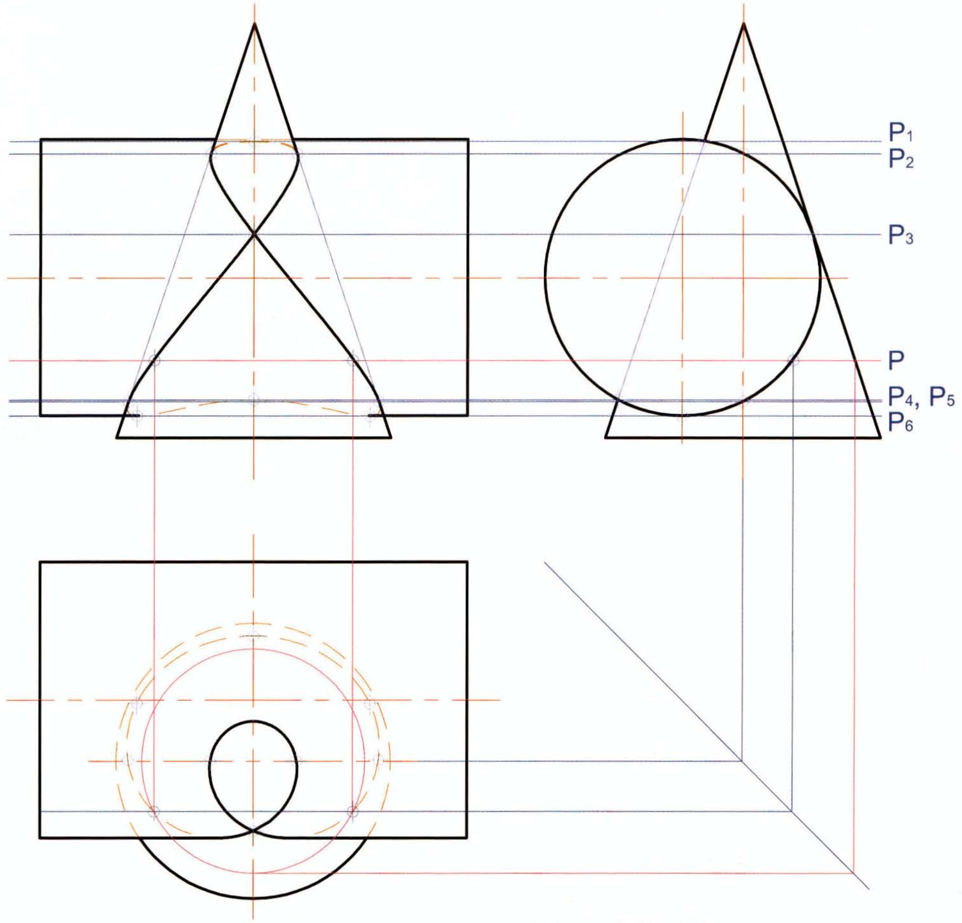


Figura 8.27. Intersección de dos cilindros.

8.5.3. Intersección entre superficies de revolución con ejes que se cortan

Si los dos cuerpos cuya curva intersección se quiere determinar son de revolución y se cortan sus ejes de revolución, se pueden utilizar también como superficies auxiliares esferas centradas en el punto de corte de los dos ejes. La figura 8.28 ilustra este procedimiento. La intersección se resuelve en el plano formado por los dos ejes que se cortan (en este caso, en la proyección vertical). La intersección de una superficie de revolución con una esfera situada en su eje, dado que la esfera también es de revolución, es una circunferencia. Si se proyecta en el plano del eje de la superficie, la circunferencia está en un plano perpendicular a éste, por lo que se proyectará según una línea.

En la figura 8.28 aparecen representadas las dos superficies límite (L_1 y L_2) y una superficie auxiliar intermedia, la esfera e_1, que corta al cilindro según la circunferencia c_1 y al cono según la circunferencia c_2, determinando por consiguiente puntos de la curva intersección donde se cortan las circunferencias c_1 y c_2.

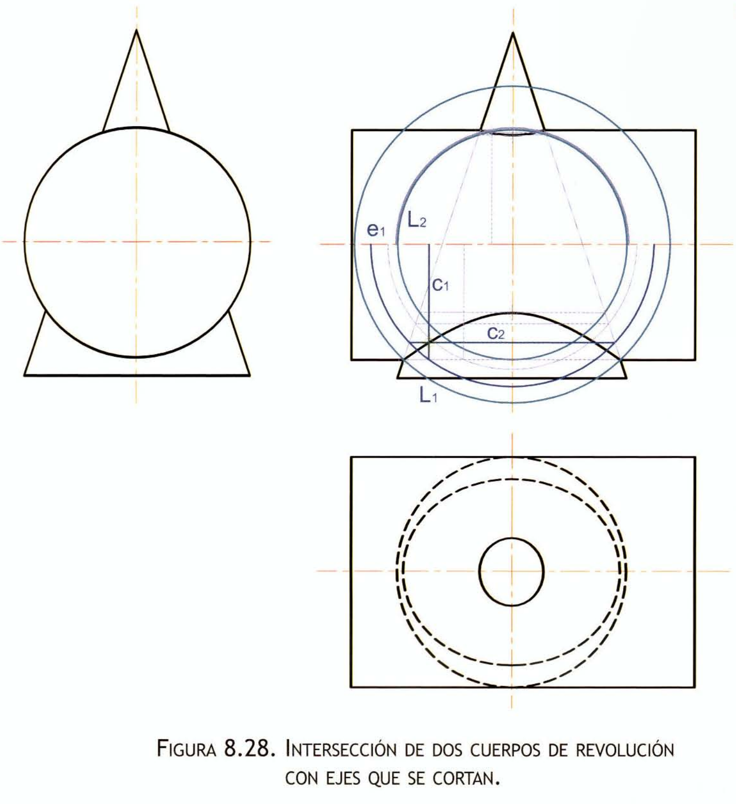


Figura 8.28. Intersección de dos cuerpos de revolución con ejes que se cortan.

8.6. Visibilidad en la intersección

Para representar correctamente la curva intersección se necesita, además de determinar su forma, delimitar qué parte de la misma es visible por el observador y qué parte queda oculta por alguna de las formas que intervienen en la intersección. En la figura 8.29 aparece representada una figura compuesta por la unión de un cono de revolución de eje vertical con un prisma recto de base cuadrada y aristas horizontales y paralelas al plano vertical. La intersección de los dos cuerpos básicos es una penetración, con dos curvas independientes. Se trata pues de determinar en la proyección horizontal y en la proyección vertical qué partes de la intersección son vistas y cuáles son ocultas.

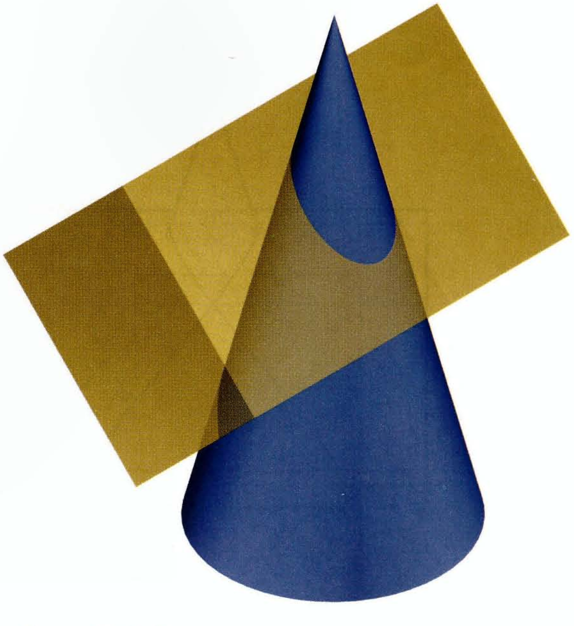


Figura 8.29. Pieza utilizada para determinar partes vistas y ocultas.

Para determinar las partes vistas y ocultas en la proyección horizontal es necesario apoyarse en la proyección vertical. De las curvas intersección en la figura 8.30, serán partes vistas de la intersección aquella zona de la curva que no esté tapada por el prisma y que esté en las dos caras laterales del prisma superiores, es decir, la parte de la curva intersección que está

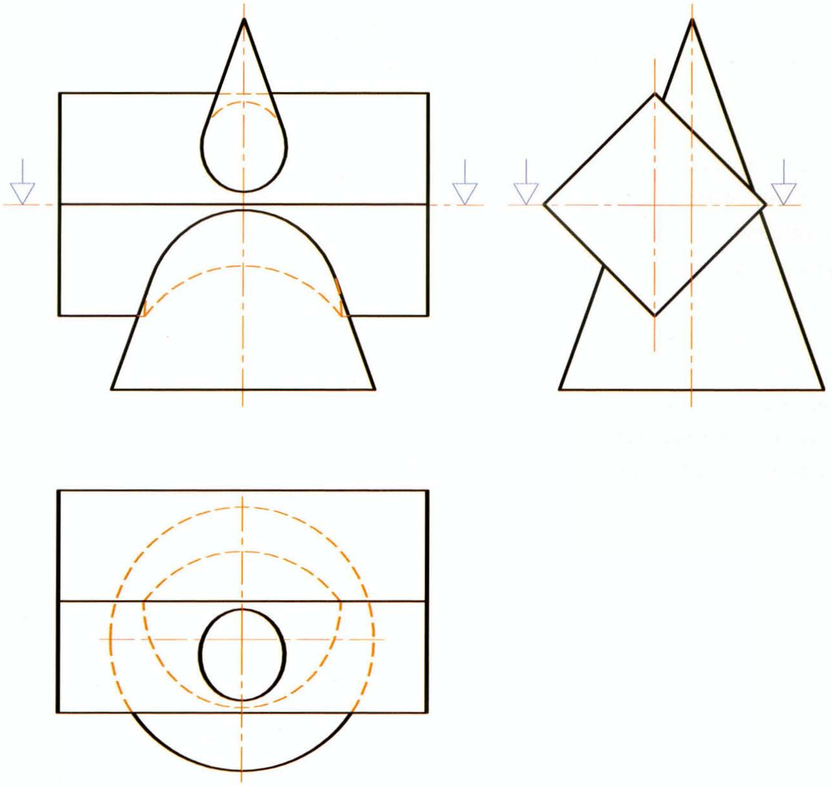


Figura 8.30. Determinación de partes vistas y ocultas en la proyección horizontal.

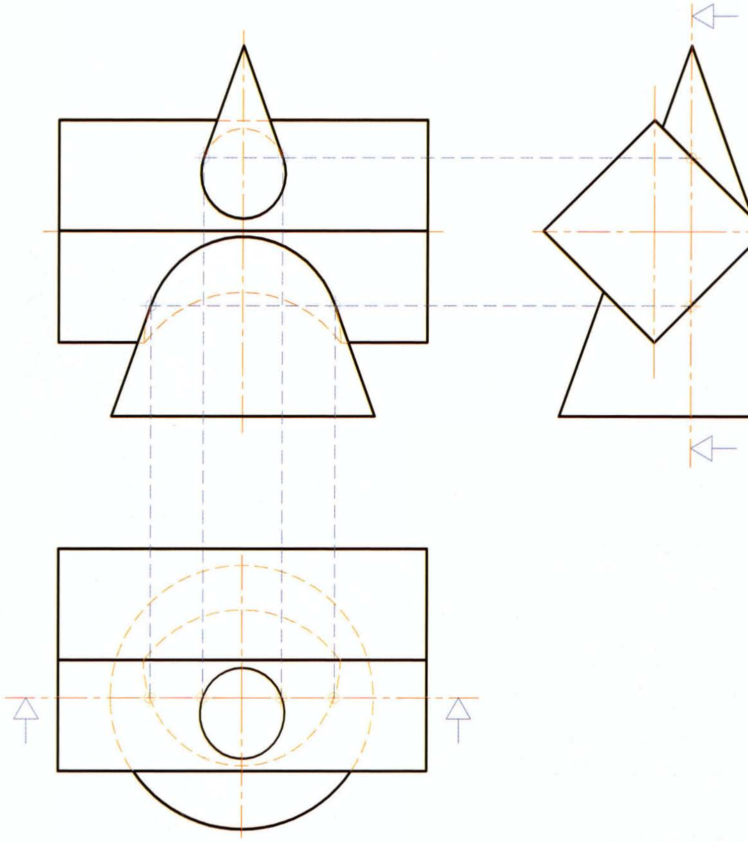


Figura 8.31. Determinación de partes vistas y ocultas en la proyección vertical.

por encima del plano horizontal que determina el contorno aparente de la proyección horizontal (marcado en azul en la figura). Por el contrario, serán partes ocultas en la proyección horizontal la parte de la curva intersección que esté por debajo del plano marcado en azul en la proyección vertical y de perfil.

Para determinar partes vistas y ocultas en la proyección vertical es necesario fijarse en la proyección horizontal y ver qué partes están por delante y cuáles están por detrás. Como el plano de simetría del cono, paralelo al vertical de proyección, está por delante del plano de simetría del prisma, será el cono el que tapará al prisma. Así, el plano paralelo al vertical de proyección que contiene al eje del cono, y que determina su contorno aparente en la proyección vertical, será el que marca la transición de partes vistas a ocultas sobre la proyección vertical. Lo que esté situado por delante de este plano será visto, y lo que esté por detrás será oculto, ya que quedará tapado por el cono. Los puntos de transición marcados en la figura 8.31 corresponden a las intersecciones de las generatrices del cono contenidas en el plano que define el contorno aparente (marcado en azul), con las caras laterales del prisma. Estos puntos se determinan en la proyección de perfil.

8.7. Intersecciones particulares

Este apartado pretende mostrar algunas de las intersecciones que se producen cuando las primitivas tienen posiciones particulares. La forma de la intersección es más sencilla pero, al mismo tiempo, presentan mayor dificultad de interpretación en planos, donde es muy frecuente encontrarlas. En todos los ejemplos que se incluyen se muestran las vistas de la pieza, así como una perspectiva representativa.

8.7.1. Intersección de dos cilindros de igual diámetro

La intersección de dos cilindros de igual diámetro con ejes que se cortan es un caso de tangencia doble. La intersección son dos curvas planas (dos elipses) que tienen el eje menor común igual al diámetro de los cilindros, y cuyos planos forman 90° entre sí. En el plano formado por los ejes de los dos cilindros la intersección se proyecta como dos líneas rectas a 90° (figura 8.32).

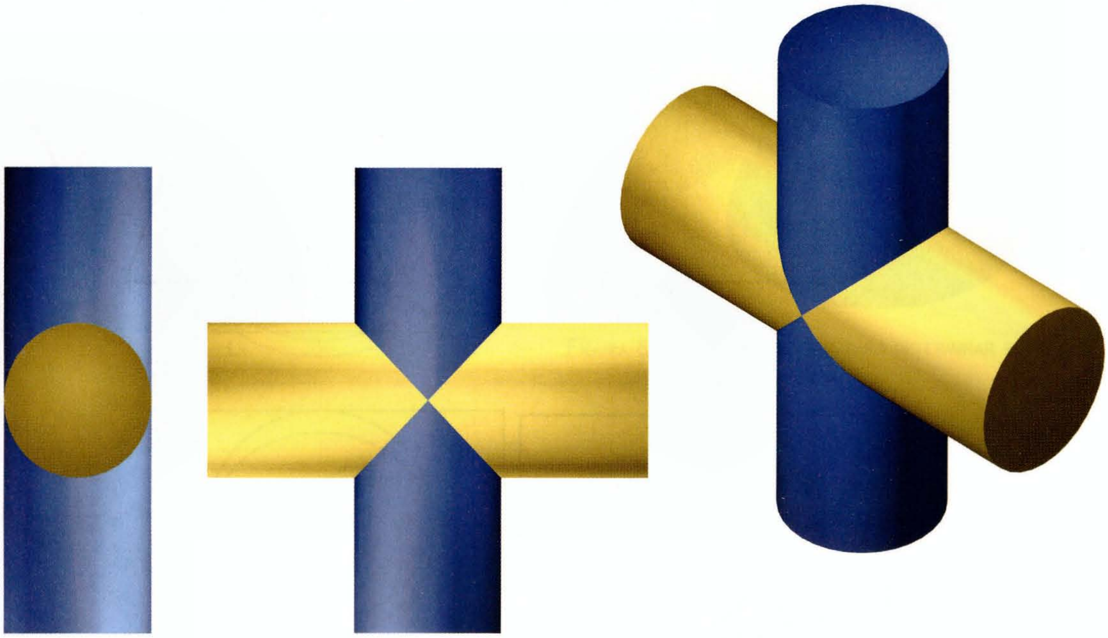


Figura 8.32. Intersección de dos cilindros de igual diámetro con ejes que se cortan.

8.7.2. Intersección de dos cilindros de distinto diámetro

La intersección de dos cilindros de distinto diámetro con ejes que se cortan es un caso de penetración.

La intersección son dos curvas alabeadas, independientes y simétricas, según se puede ver en la figura 8.33.

8.7.3. Intersección de un cilindro con un paralelepípedo rectángulo

La intersección de un cilindro con un paralelepípedo rectángulo que tiene las caras laterales paralelas al eje del cilindro (figura 8.34) es consecuencia directa de la intersección entre el cilindro y el plano paralelo o perpendicular al eje.

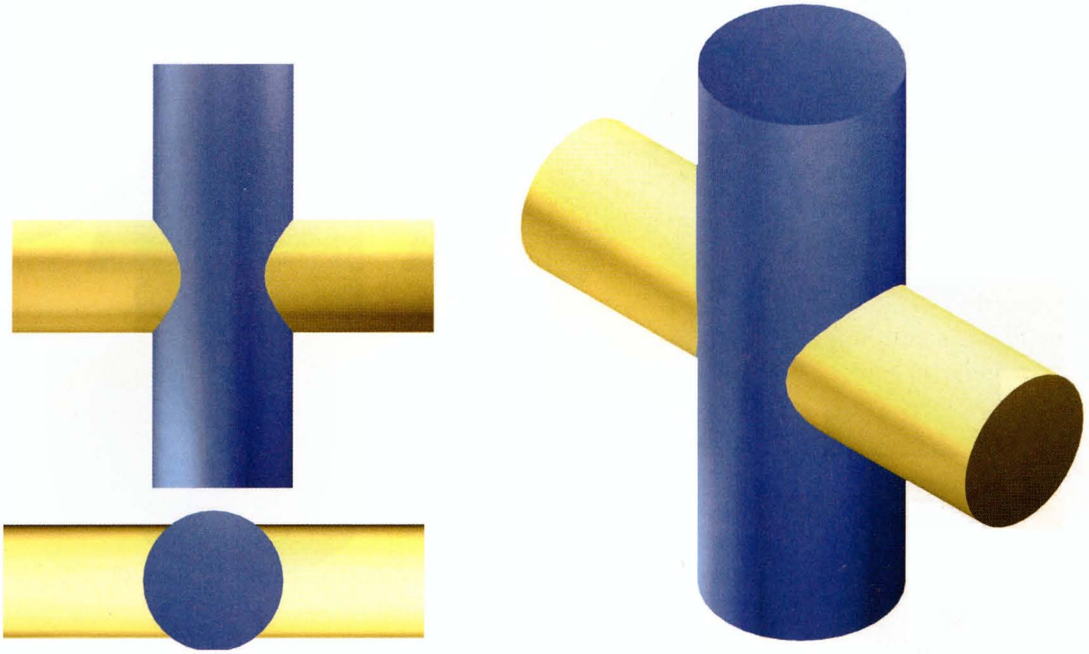


Figura 8.33. Intersección de dos cilindros de distinto diámetro con ejes que se cortan.

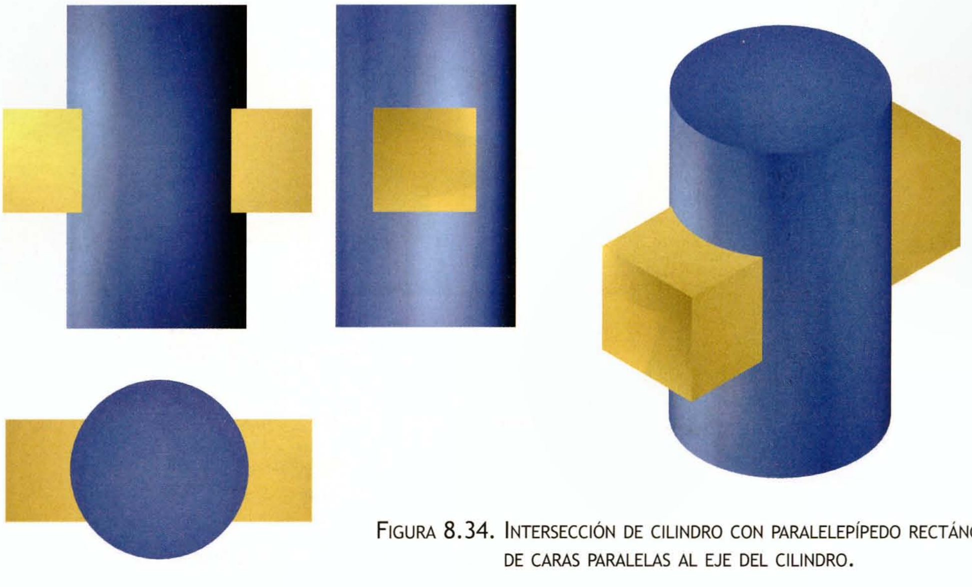


Figura 8.34. Intersección de cilindro con paralelepípedo rectángulo de caras paralelas al eje del cilindro.

La intersección entre un cilindro y un prisma de base cuadrada cuando sus caras son oblicuas respecto del eje del cilindro es consecuencia directa de la intersección entre un cilindro y un plano oblicuo, por lo que las líneas serán arcos de elipse (figura 8.35).

8.7.4. Intersección de dos conos con ejes que se cortan

Si se tienen dos conos cuyos ejes se cortan ortogonalmente, y en ambos se puede inscribir una esfera tangente a ambos conos, se obtiene un caso de tangencia doble (figura 8.36).

La intersección de estos conos es una tangencia doble formada por dos elipses que tienen distintos ejes. Estas elipses están contenidas en planos perpendiculares al plano definido por los ejes, de modo que, en este caso, son perpendiculares al plano vertical de proyección.

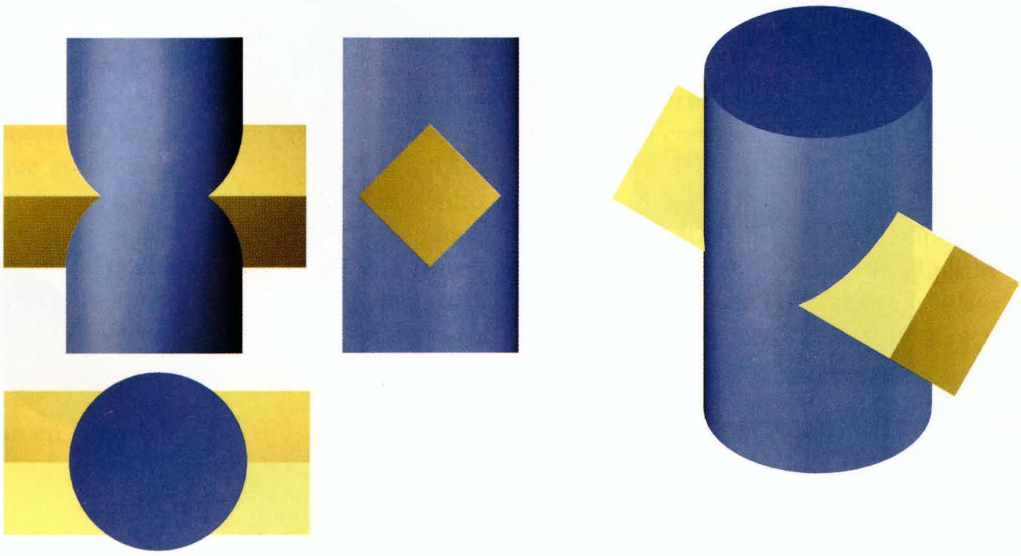


Figura 8.35. Intersección entre cilindro y prisma de caras oblicuas al eje del cilindro.

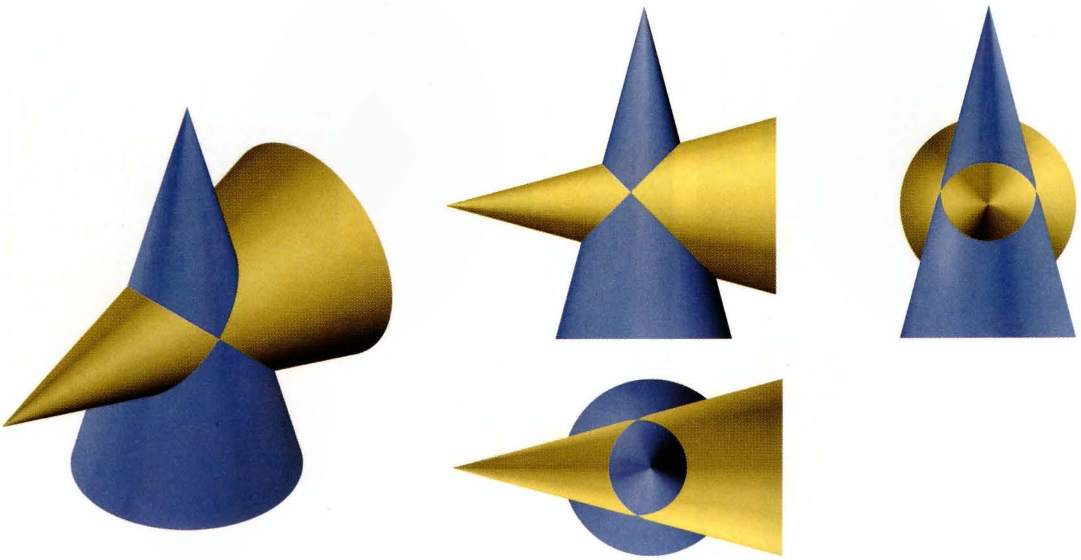


Figura 8.36. Intersección entre dos conos. Tangencia doble.

Si ahora se gira el eje de uno de los conos para que no corte perpendicularmente al otro, se obtiene la figura 8.37. La intersección sigue siendo una tangencia doble formada por dos elipses con dos puntos dobles.

Si los dos conos cuyos ejes se cortan no tienen una esfera inscrita común, se obtiene un caso de penetración, formado por dos curvas alabeadas independientes (figura 8.38).

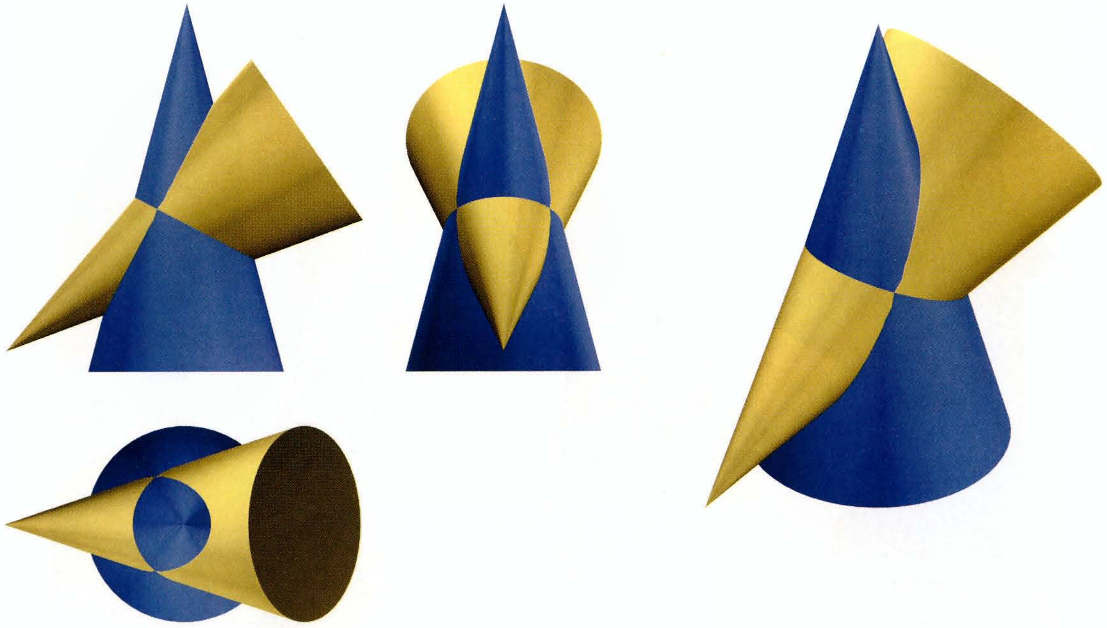


FIGURA 8.37. INTERSECCIÓN ENTRE DOS CONOS CON EJES NO PERPENDICULARES. TANGENCIA DOBLE.

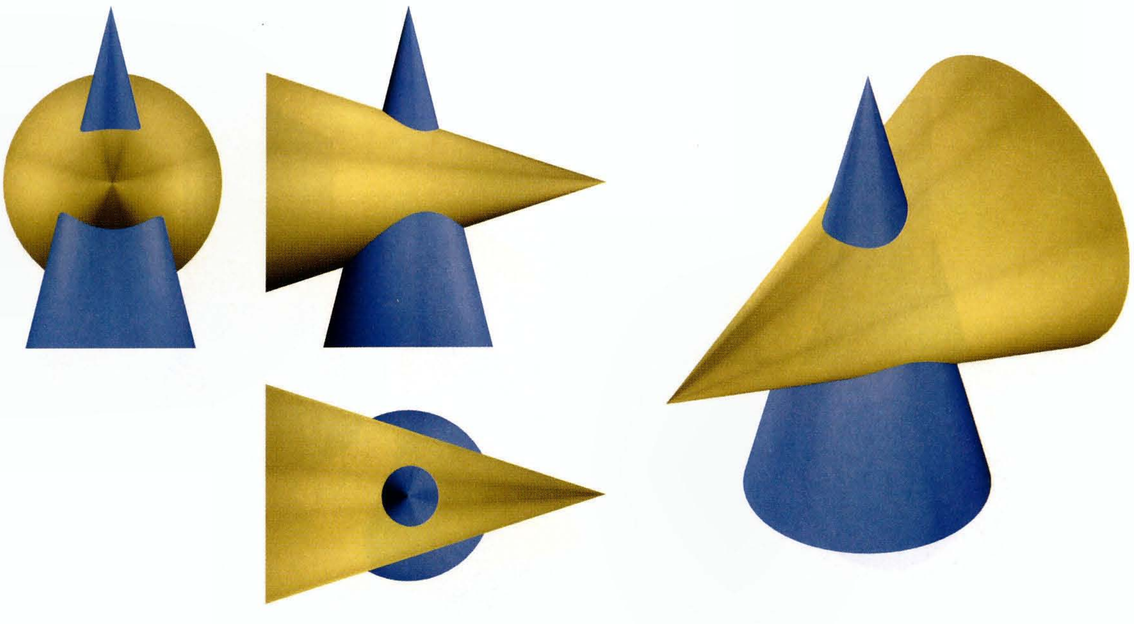


FIGURA 8.38. INTERSECCIÓN DE DOS CONOS CUYOS EJES SE CORTAN Y NO TIENEN ESFERA INSCRITA COMÚN.

8.7.5. Intersección de dos figuras de revolución con eje coincidente

La intersección de dos cuerpos de revolución con el eje de revolución común es una circunferencia contenida en un plano perpendicular al eje. En la figura 8.39 aparece el caso particular de un cono y un cilindro. En las vistas paralelas al eje de revolución, la circunferencia se proyecta como una recta, porque es perpendicular al eje.

8.7.6. Intersección de un cono y un prisma regular de base cuadrada

La intersección entre un cono y un prisma regular de base cuadrada de eje común es consecuencia directa de la intersección obtenida al cortar un cono por un plano paralelo a su eje (figura 8.40). En el alzado y la vista lateral, las curvas que aparecen en la intersección corresponden a *hipérbolas.*

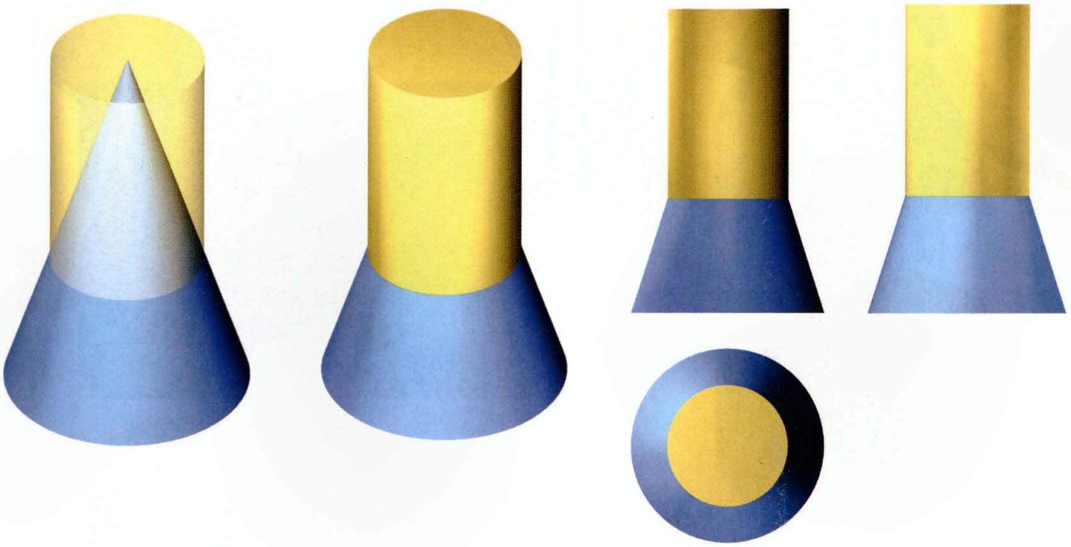


Figura 8.39. Intersección de dos figuras de revolución con eje coincidente.

Figura 8.40. Intersección de un cono y un prisma regular de base cuadrada.

8.7.7. Intersección de un cilindro y una pirámide recta de base cuadrada, con ejes coincidentes

La intersección entre un cilindro y una pirámide regular de base cuadrada de eje común es consecuencia directa de la intersección obtenida al cortar un cilindro por un plano no paralelo a su eje (figura 8.41). Las curvas que aparecen en el alzado y en la vista lateral son fragmentos de *elipse.*

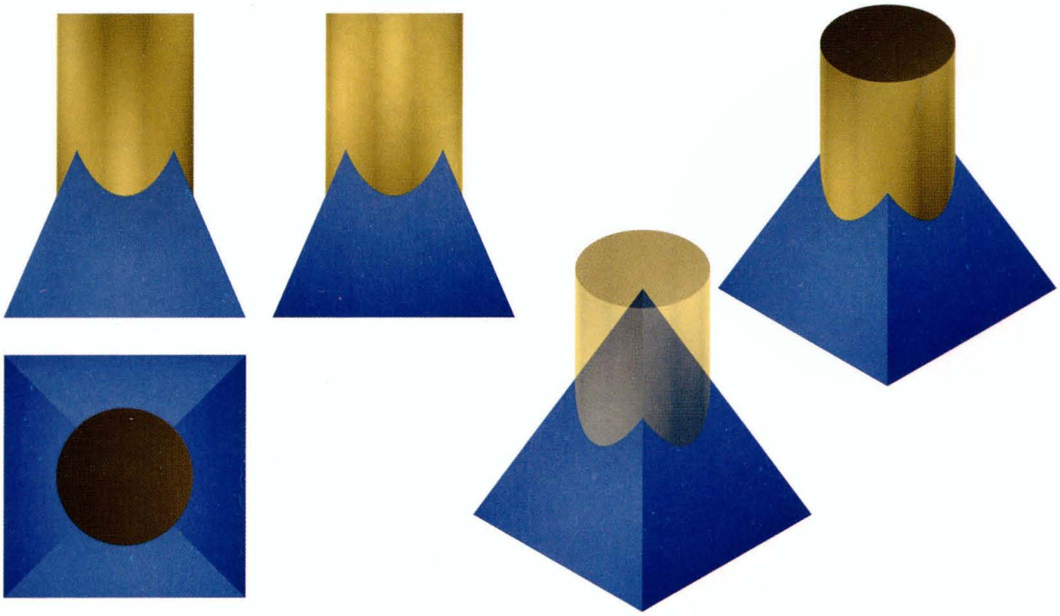
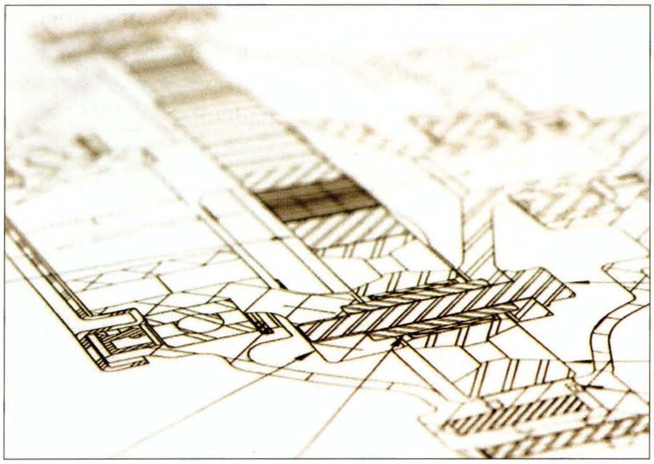


Figura 8.41. Intersección de un cilindro y una pirámide recta de base cuadrada.



9

Vistas normalizadas

INTRODUCCIÓN

La representación normalizada de piezas se basa en el sistema diédrico, consistente en una proyección cilíndrica ortogonal realizada sobre varios planos de proyección.

En la proyección cilíndrica ortogonal el origen de la proyección o punto de vista está situado en el infinito. La intersección de los haces proyectantes con las superficies que componen el objeto tridimensional se proyecta sobre el plano, obteniéndose lo que se denomina *proyección,* que es la base de las vistas que constituyen las representaciones que aparecen en un dibujo técnico (figura 9.1).

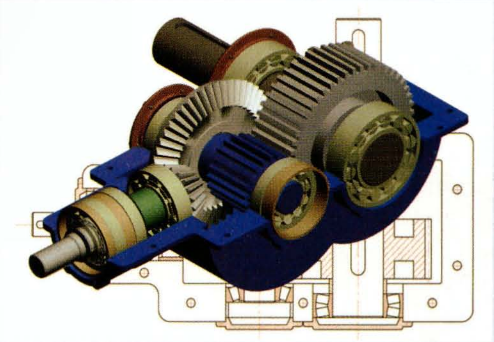


FIGURA 9.1. CONJUNTO Y PLANO.

Como se ha visto anteriormente, la proyección cilíndrica ortogonal presenta una serie de características que la hacen muy interesante para ser utilizada como método general en la representación de cuerpos tridimensionales sobre el papel, ya que mantiene el paralelismo y también las magnitudes reales si el elemento proyectado es paralelo a los planos de proyección, por lo que siempre existe una relación fácil y directa entre el dibujo y la pieza real.

En este capítulo se introducen los distintos tipos de vistas normalizadas que se utilizan para construir planos. Se comienza presentando los dos sistemas de proyección utilizados: europeo y americano, y cómo se realiza la disposición y relación entre las distintas vistas en cada uno de ellos. Se incluyen también otros tipos de vistas: auxiliares, particulares, parciales, locales, etc., que se colocan adicional o complementariamente a las vistas principales, señalándose el modo en que se definen y se construyen.

Se añade también una sección donde se establecen los criterios para definir y utilizar vistas con cortes y secciones, muy utilizadas en la mayoría de los planos.

Por último, se tratan formas de realizar simplificaciones en la representación de las vistas.

9.1. MÉTODOS DE PROYECCIÓN

La proyección ortogonal de una pieza sobre los planos de proyección horizontal y vertical da lugar a lo que se denominan *vistas diédricas* o *proyecciones* de acuerdo con el sistema diédrico.

Este sistema divide al espacio en cuatro *diedros* o *cuadrantes* limitados por un plano horizontal y otro plano vertical (figura 9.2).

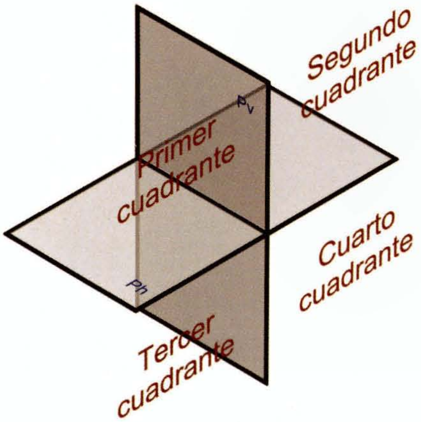


FIGURA 9.2. DIVISIÓN DEL ESPACIO EN CUATRO CUADRANTES.

Según la situación del objeto que se quiere proyectar se obtienen dos métodos para la ejecución de las proyecciones: el sistema europeo y el sistema americano. La diferencia fundamental entre ambos está en la situación de la pieza en el espacio. En el sistema europeo la pieza se sitúa en el primer diedro o cuadrante, y en el sistema americano en el tercero (figura 9.3). Por este motivo, al sistema europeo se le denomina *sistema del primer cuadrante* y al sistema americano *sistema del tercer cuadrante.*

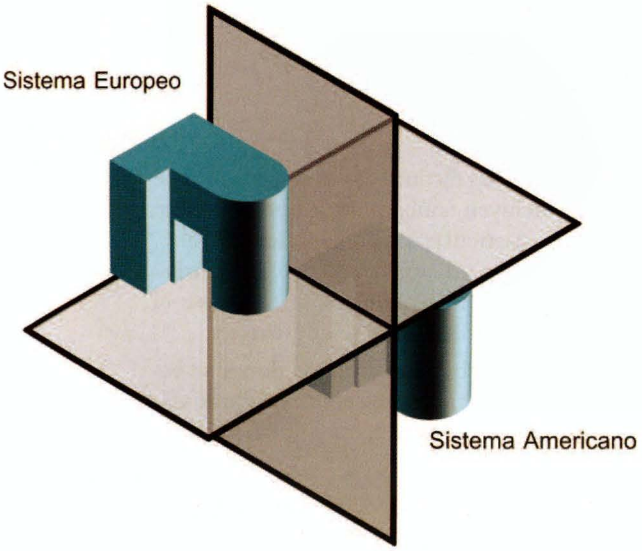


FIGURA 9.3. SITUACIÓN DE LA PIEZA SEGÚN EL SISTEMA EUROPEO Y SEGÚN EL SISTEMA AMERICANO.

9.1.1. SISTEMA EUROPEO

El sistema europeo se basa en la proyección cilíndrica ortogonal de una pieza situada en el primer cuadrante. La pieza se interpone entre el foco de proyección y el plano de proyección. Los haces proyectantes inciden en las superficies y aristas que componen la pieza, de forma que alcanzan primero la superficie y las aristas más cercanas al foco y se produce una proyección sobre el plano del papel. De igual forma se producirán las proyecciones del resto de las superficies que están situadas delante del plano de proyección (figura 9.4).

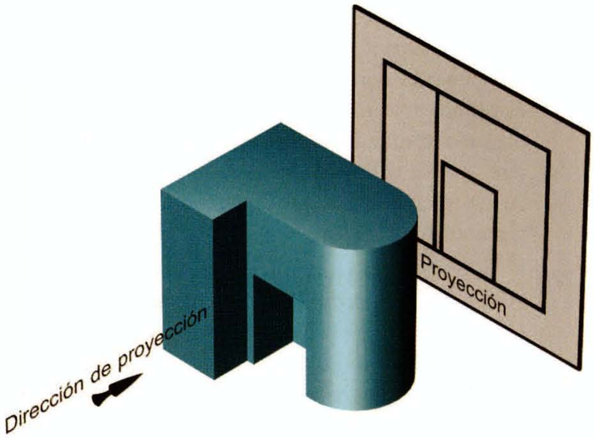


FIGURA 9.4. PROYECCIÓN DE SUPERFICIES EN EL SISTEMA EUROPEO.

Como resultado de la proyección se obtiene lo que se denomina *vista* de la pieza.

En ocasiones una sola vista no es suficiente para definir una pieza, ya que esta vista puede corresponder a más de un objeto, como puede comprobarse en los ejemplos de la figura 9.5.

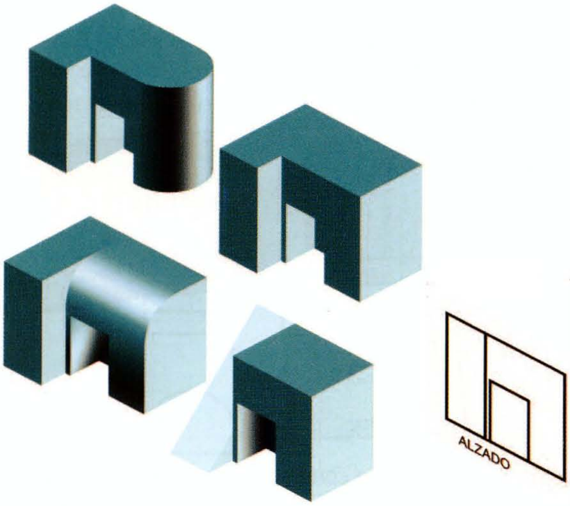


FIGURA 9.5. TODAS ESTAS PIEZAS TIENEN LA MISMA PROYECCIÓN VERTICAL.

Cuando las piezas no quedan definidas por una sola vista se recurre a realizar más proyecciones cilíndricas ortogonales, tantas como sea necesario para definir la pieza completamente. En la figura 9.6 se ofrece una vista adicional, denominada *planta,* al proyectar sobre el plano horizontal de proyección.

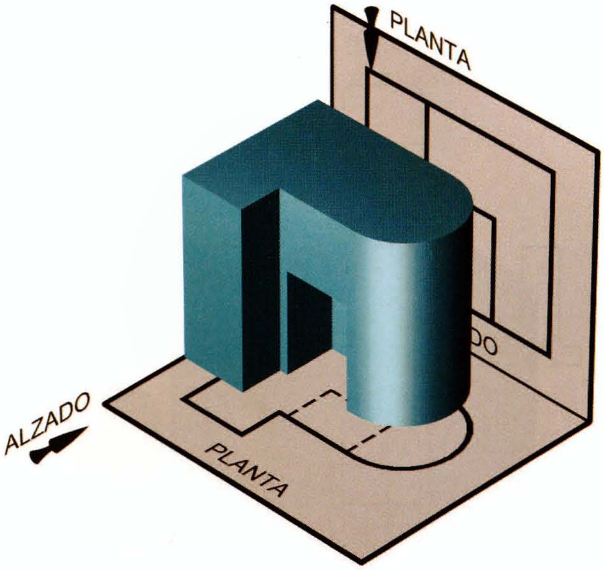


FIGURA 9.6. PLANTA Y ALZADO.

Este proceso se puede repetir sobre cada una de las caras del paralelepípedo que envuelve la pieza (figura 9.7), obteniéndose entonces hasta seis vistas resultantes de las proyecciones cilíndricas ortogonales, como se aprecia en la figura 9.8.

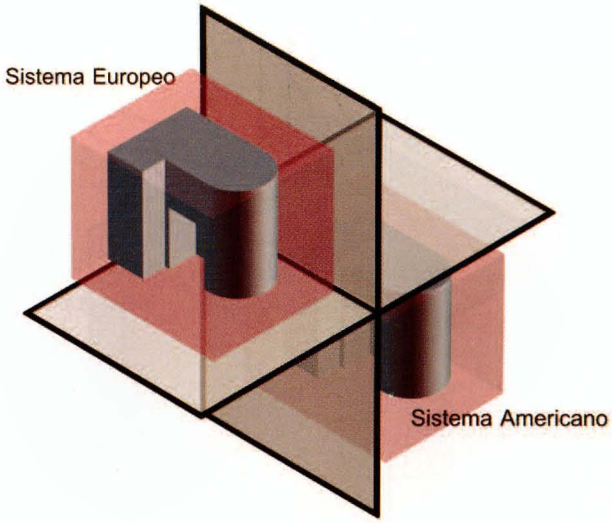


FIGURA 9.7. PARALELEPÍPEDOS QUE ENVUELVEN LA PIEZA EN EL SISTEMA EUROPEO Y EN EL SISTEMA AMERICANO.

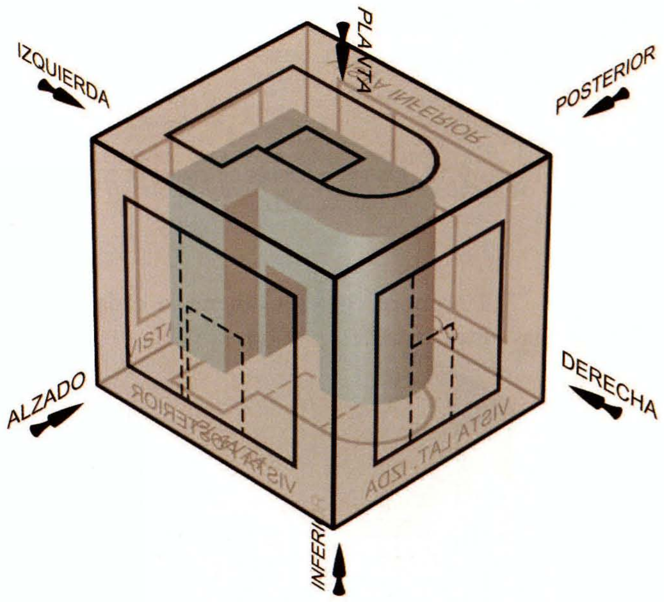


FIGURA 9.8. VISTAS RESULTANTES DE LA PROYECCIÓN SOBRE EL PARALELEPÍPEDO QUE ENVUELVE A LA PIEZA.

Una vez obtenidas las seis vistas sobre las caras que definen el paralelepípedo, se abaten sucesivamente hasta que coincidan todas con el plano posterior (figuras 9.9 y 9.10).

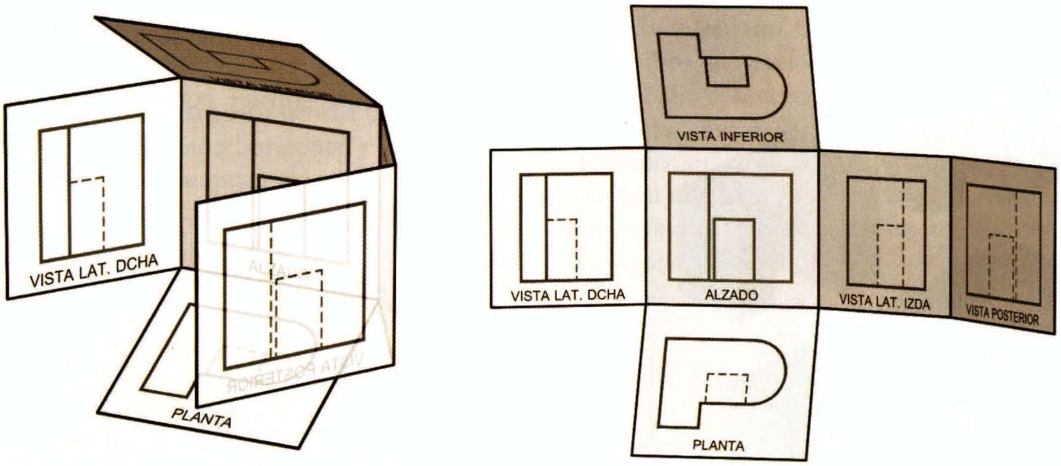


FIGURA 9.9. ABATIMIENTO DE LAS CARAS DEL PARALELEPÍPEDO DE PROYECCIÓN DE ACUERDO CON EL SISTEMA EUROPEO HASTA COINCIDIR TODOS ELLOS SOBRE UN MISMO PLANO.

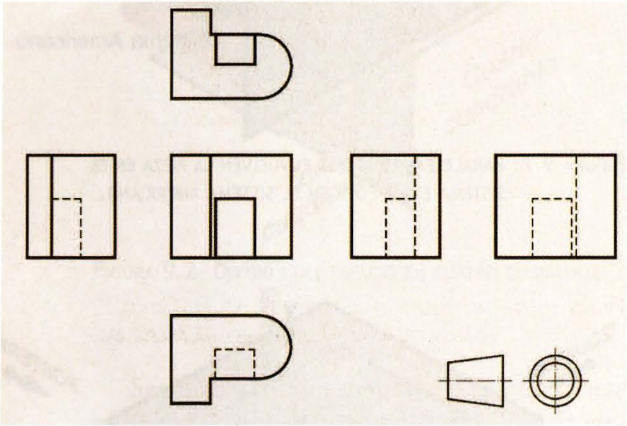


FIGURA 9.10. LAS PROYECCIONES OBTENIDAS SE SITÚAN EN EL PLANO DEL PAPEL.

El nombre correspondiente a cada una de las vistas aparece en la figura 9.11.

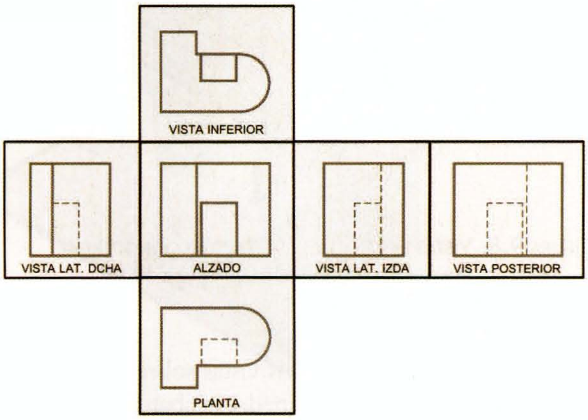


FIGURA 9.11. DISPOSICIÓN DE VISTAS PROPUESTA POR EL SISTEMA EUROPEO.

En general, una pieza no tiene que estar definida siempre por seis vistas. Se utilizarán sólo las que sean necesarias para su determinación completa, aunque ocasionalmente haya que recurrir a todas ellas.

Complementariamente a las vistas diédricas, existen, como ya se verá más adelante, una serie de mecanismos para conseguir una mejor definición de la pieza, como son los cortes, las secciones, las vistas auxiliares, etcétera.

En la figura 9.12 se muestra un ejemplo de realización de seis vistas de acuerdo con el sistema europeo.

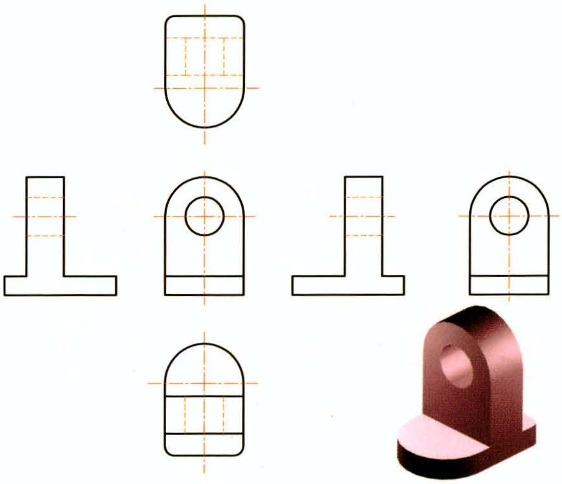


FIGURA 9.12. EJEMPLO DE SEIS PROYECCIONES DE UNA PIEZA SEGÚN EL SISTEMA EUROPEO.

Si la pieza necesita menos de seis vistas para su definición, se elegirá el conjunto de vistas

que mejor la defina, manteniendo siempre el alzado y las vistas adicionales necesarias contiguas al alzado. En la figura 9.13 aparece la pieza anterior definida solamente por tres vistas: alzado, planta y vista lateral derecha.

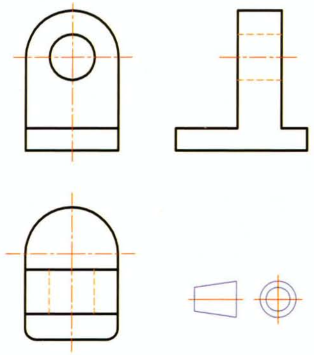


FIGURA 9.13. VISTAS ESTRICTAMENTE NECESARIAS PARA DEFINIR LA PIEZA DE LA FIGURA 9.12.

9.1.2. SISTEMA AMERICANO

El sistema europeo tiene su aplicación principalmente en Europa y su área de influencia. Sin embargo, en América del Norte, América del Sur y Japón se utiliza el sistema americano. Las diferencias fundamentales ya han sido comentadas. En este sistema de proyección la pieza se sitúa en el tercer cuadrante (figura 9.3), interponiendo los planos de proyección entre el punto de vista y la pieza (figura 9.14). La proyección se realizará según se muestra en las figuras 9.14 y 9.15.

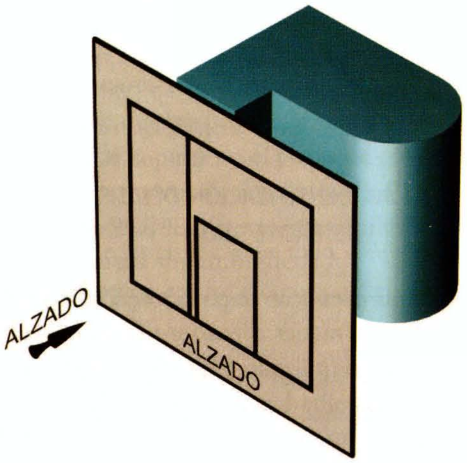


FIGURA 9.14. PROYECCIÓN DE ACUERDO CON EL SISTEMA AMERICANO, DONDE EL PLANO SE INTERPONE ENTRE EL FOCO Y LA PIEZA.

Al igual que en el sistema europeo, es frecuente que se necesiten más proyecciones para definir una pieza, realizándose éstas sobre las diferentes caras del paralelepípedo que lo envuelve. En la figura 9.15 se ofrecen las proyecciones sobre el plano horizontal y vertical de proyección, correspondientes a la planta y al alzado en el sistema americano.

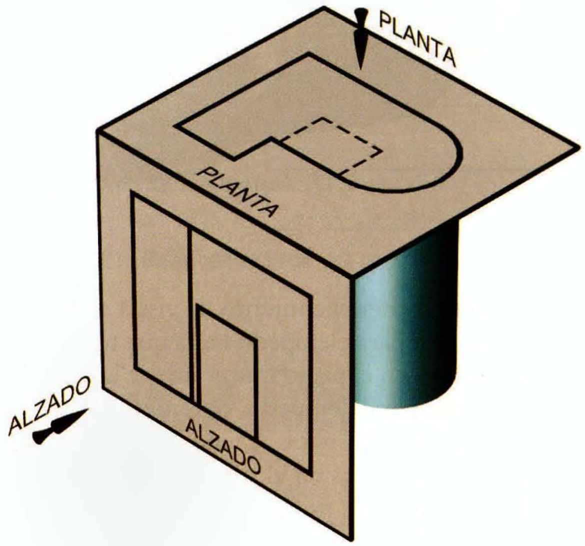


FIGURA 9.15. PROYECCIONES SOBRE EL PLANO HORIZONTAL Y VERTICAL DE ACUERDO CON EL SISTEMA AMERICANO.

Repitiendo esta operación sobre todas las caras del paralelepípedo se obtiene la figura 9.16.

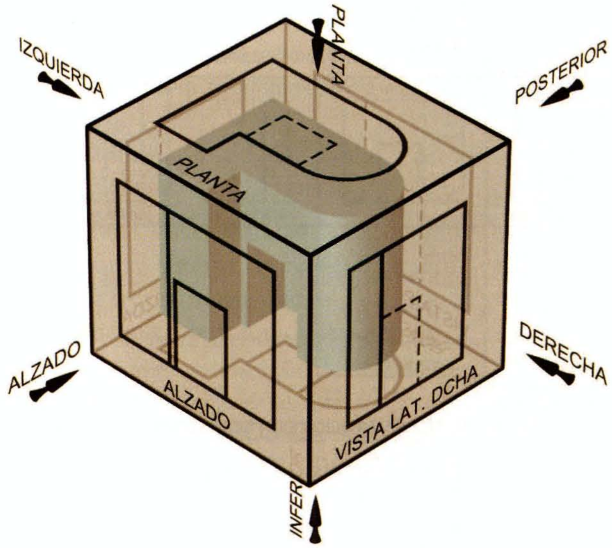


FIGURA 9.16. OBTENCIÓN DE LAS SEIS VISTAS DE LA PIEZA SEGÚN EL SISTEMA AMERICANO.

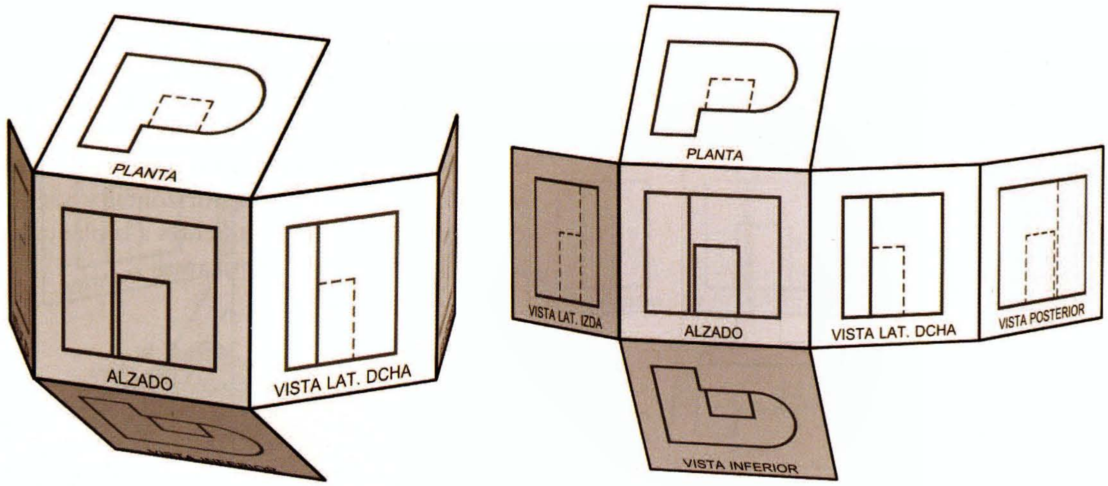


FIGURA 9.17. ABATIMIENTO DEL PARALELEPÍPEDO QUE ENVUELVE LA PIEZA SEGÚN EL SISTEMA AMERICANO.

Para obtener el conjunto de vistas, se abaten las caras del paralelepípedo hasta que todas ellas coincidan con el plano que contiene la cara anterior del paralelepípedo, obteniéndose así la disposición de las vistas. Como se puede observar, todas las vistas en el sistema americano están situadas en las posiciones simétricas respecto de las posiciones del sistema europeo, excepto la vista denominada *alzado* (o vista frontal) (figuras 9.17 y 9.18) y la vista posterior.

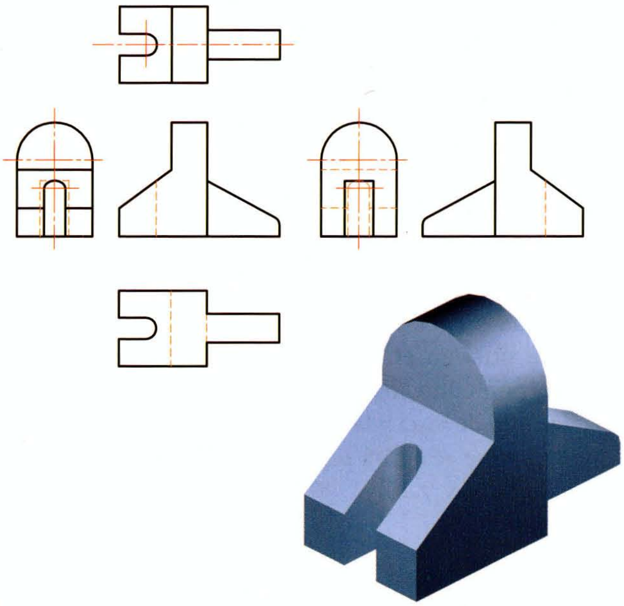


FIGURA 9.19. PIEZA REPRESENTADA CON SEIS VISTAS DE ACUERDO CON EL SISTEMA AMERICANO.

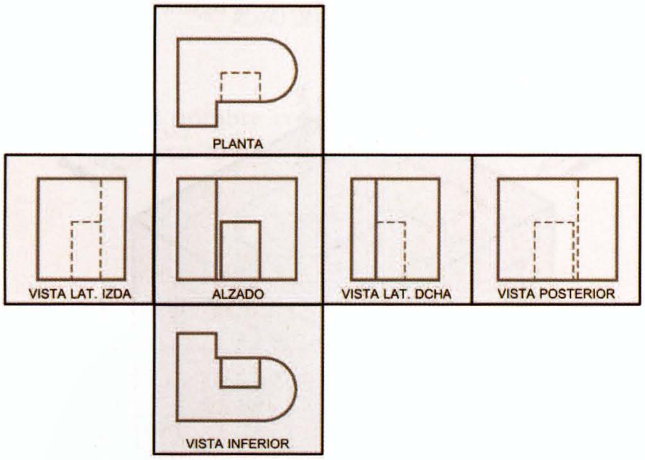


FIGURA 9.18. DISPOSICIÓN DE VISTAS SEGÚN EL SISTEMA AMERICANO.

En la figura 9.19 se ofrecen las seis proyecciones de una pieza de acuerdo con el sistema americano.

9.1.3. IDENTIFICACIÓN DEL SISTEMA DE PROYECCIÓN

Para no provocar confusión en la lectura de los planos es necesario identificar el sistema de proyección utilizado. Para ello se coloca en un apartado del cuadro de rotulación del plano un símbolo que identifique cada sistema. Los símbolos se muestran en la figura 9.20. El símbolo elegido son las vistas de un tronco de cono según el sistema de proyección elegido.

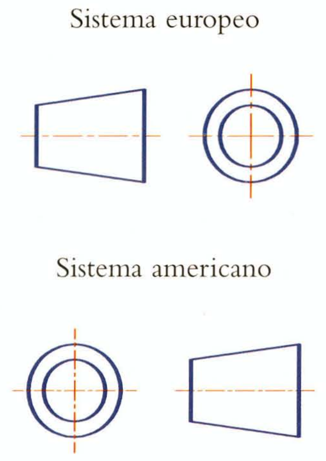


FIGURA 9.20. SÍMBOLOS DE IDENTIFICACIÓN DEL SISTEMA EUROPEO Y DEL SISTEMA AMERICANO.

9.2. CRITERIOS DE SELECCIÓN DE LAS VISTAS

Ya se ha visto anteriormente que las piezas pueden representarse con hasta seis vistas diédricas, aunque no todas tienen por qué ser necesarias ni aclaratorias. La correcta selección de las vistas ahorra trabajo al realizar los planos y facilita la interpretación de los mismos. Los criterios a utilizar para seleccionar el conjunto de vistas que mejor definen la pieza son los siguientes:

- Se elegirá como alzado la vista que contenga más información de la pieza.
- Se representará la pieza orientada en su posición de funcionamiento o utilización.
- Si la pieza pudiera funcionar en cualquier posición, se debe representar en su posición de montaje o mecanizado.
- Siempre que sea posible, se mantendrá la posición de la pieza en el plano de conjunto.
- Las vistas seleccionadas deben ser las mínimas necesarias y suficientes para representar la pieza sin ambigüedad.
- Es mejor vista la que contiene menos cantidad de contornos o aristas ocultas.
- Se debe evitar la repetición de detalles que no añadan información adicional.

El número de vistas se puede reducir mediante acotación de la pieza, según se ve en el ejemplo de la figura 9.21, donde, por medio de las cotas (SR50), Ø100 y Ø150, se definen las formas de los elementos esféricos y cilíndricos, que necesitarían una vista adicional para definirlos (figura 9.22).

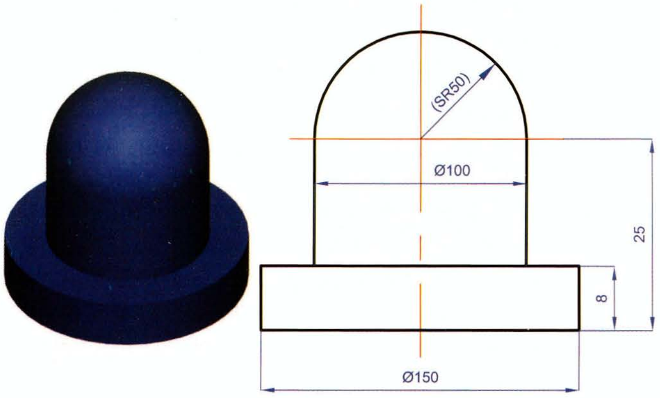


FIGURA 9.21. PIEZA DEFINIDA POR UNA SOLA VISTA.

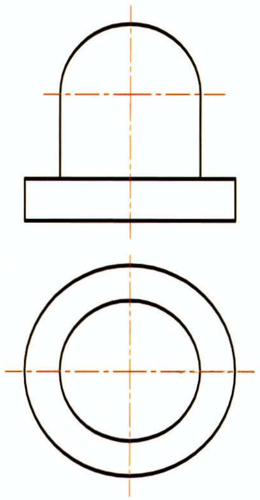


FIGURA 9.22. VISTAS CORRESPONDIENTES A LA PIEZA DE LA FIGURA 9.21 SIN ACOTACIÓN.

No obstante, las normas de dibujo permiten el uso de otras vistas distintas de las definidas hasta ahora por el sistema de representación elegido (europeo o americano) que, en muchas ocasiones, facilitan la interpretación de los dibujos.

9.3. OTROS TIPOS DE VISTAS: PARTICULARES, PARCIALES Y LOCALES

Hasta ahora se ha visto que un cuerpo se puede representar con hasta seis vistas proce-

dentes de realizar una proyección cilíndrica ortogonal sobre las caras de su paralelepípedo envolvente. Trazar una vista de una pieza puede en ocasiones resultar un trabajo largo y complicado y, además, si en la pieza existen planos inclinados, no se obtienen representaciones con magnitudes verdaderas.

Si resulta más conveniente para la definición de la pieza no atenerse a la distribución convencional de vistas, de acuerdo con los métodos de proyección correspondientes al sistema europeo o al sistema americano, se puede utilizar el *método de las flechas de referencia*. En este caso, para definir otra vista, se debe señalar con una flecha la dirección de la vista, identificándola con una letra mayúscula. La vista así definida se denomina *vista particular,* que corresponde a mirar la pieza de acuerdo con la dirección de la flecha y debe identificarse con la misma letra que la que se coloca junto a la flecha. Esta letra debe ponerse junto a la vista obtenida. La vista puede colocarse en cualquier posición dentro del plano. La figura 9.23 representa un ejemplo de vista particular.

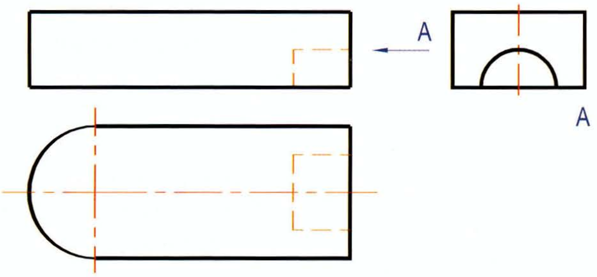


FIGURA 9.23. VISTA PARTICULAR A DE UNA PIEZA.

Cuando no se necesita representar en una vista la totalidad de la pieza, ya sea porque no es necesaria para la mejor comprensión del dibujo o porque esté representada en otra vista, se puede dibujar sólo la parte de la vista que interese, obteniéndose lo que se denomina *vista parcial*. Cuando se utilicen vistas parciales, al menos una de las vistas principales del cuerpo debe estar completa.

La representación de una vista parcial sigue el mismo criterio de representación que una vista completa excepto en la zona en que se interrumpe, donde se dibujará una línea a mano alzada continua fina o una línea recta con tramos en zig-zag (figura 9.24A). Las vistas parciales de piezas de revolución (huecas o no) se pueden representar también como en la figura 9.24B.

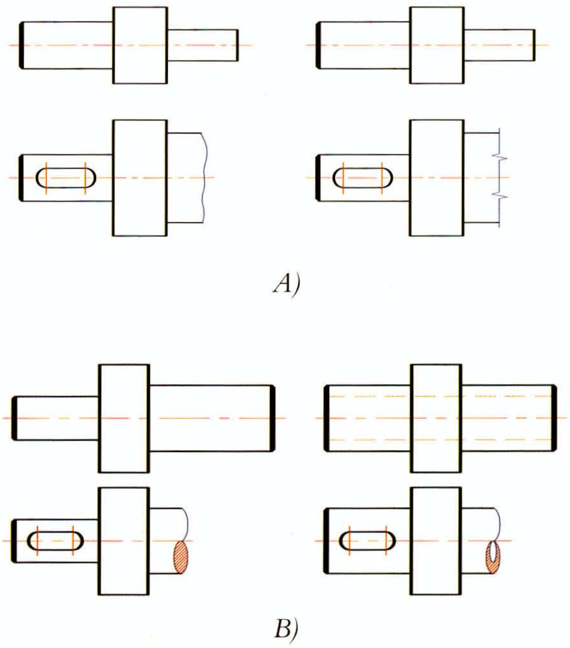


FIGURA 9.24. *A)* REPRESENTACIÓN DE UNA VISTA PARCIAL CON LÍNEAS EN ZIG-ZAG. *B)* VISTAS PARECIDAS PARA PIEZAS DE REVOLUCIÓN.

En piezas de gran longitud es posible ahorrar espacio en el plano si se representan interrumpidas de la forma que se observa en la figura 9.25. La interrupción se realiza en zonas que no aportan nada en particular a la definición de la pieza. Las líneas de rotura se representan como se aprecia en las vistas parciales, con una línea sinuosa fina o con una línea en zig-zag fina que sobresale ligeramente del dibujo. Este tipo de vistas se denominan *vistas interrumpidas.*

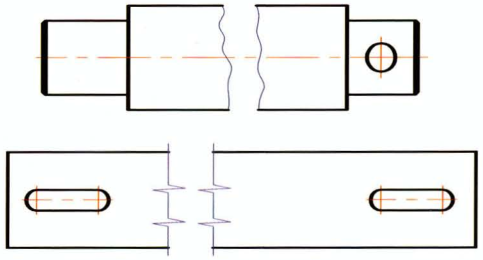


FIGURA 9.25. REPRESENTACIÓN DE VISTAS INTERRUMPIDAS.

9.3.1. Vistas auxiliares

Cuando las vistas particulares tienen una dirección distinta de las ortogonales, se denominan *vistas auxiliares.* Estas vistas se indican mediante el método de las flechas de referencia, y pueden representarse como vistas completas o como vistas interrumpidas. Cuando el plano sobre el que se proyecta la vista auxiliar es perpendicular solamente a uno de los planos de proyección (plano proyectante horizontal o proyectante vertical), la vista se denomina *vista auxiliar simple* (figura 9.26), y se define a partir de una vista ortogonal principal.

Aparecen las vistas auxiliares simples denominadas A y B. La vista B se define a partir del alzado. La vista A se define a partir de la vista lateral izquierda, proyectando perpendicularmente a la dirección definida. Las vistas auxiliares simples se representan habitualmente como vistas parciales.

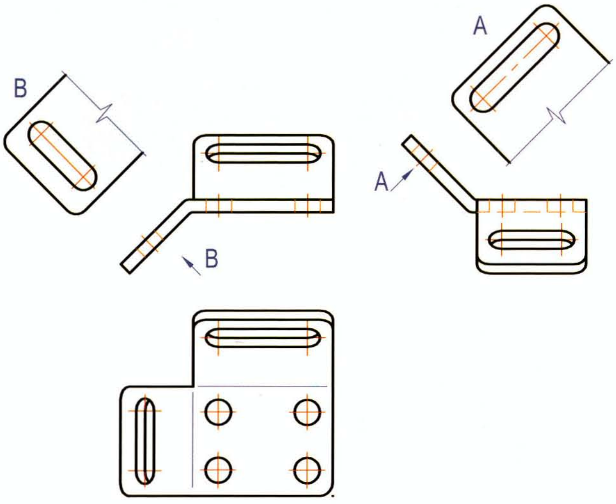


Fig 9.26. Vistas auxiliares simples.

Cuando el plano sobre el que se quiere proyectar y definir la vista auxiliar es oblicuo a los tres planos de proyeccion, la vista se denomina *vista auxiliar doble* (figura 9.27).

En ella aparece una vista particular A y una vista auxiliar doble, definida a partir de las vistas B y C. En primer lugar se define en la planta la dirección de proyección B, haciendo lo que en diédrico se denomina *cambio de plano vertical de proyección,* para situar la parte de la pieza perpendicular al nuevo plano vertical de proyección. A partir de la nueva vista B se define la nueva dirección de proyección C para situar la parte de la pieza paralela al nuevo plano de proyección.

Es posible combinar diferentes tipos de vistas, como en la figura 9.28. En ella, la vista A corresponde a una vista particular y la vista B a una vista auxiliar. Se debe recordar que al menos una de las vistas debe estar completa (el alzado, en este caso). Ambas vistas A y B son también vistas parciales.

En ocasiones estas vistas auxiliares no resultan claras si se mantiene la posición resultante del cambio del plano. Se pueden situar en posiciones más favorables, siempre y cuando, acompañando a la letra que identifica la vista auxiliar, se dibuje un arco que indique el sentido del giro y los grados girados. Es decir: letra identificativa-sentido del giro-ángulo girado. Por ejemplo: B↷27°.

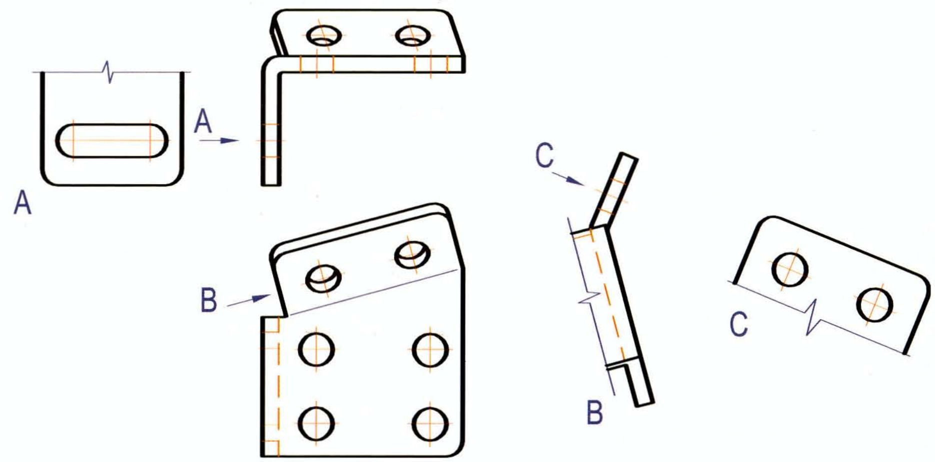


Figura 9.27. Vista auxiliar doble.

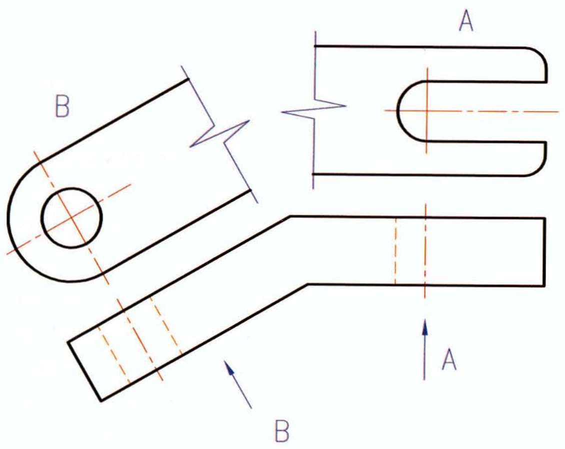


FIGURA 9.28. COMBINACIÓN DE DIFERENTES TIPOS DE VISTAS PARA DEFINIR UNA PIEZA.

Se ofrece para el caso anterior una posible solución donde la vista auxiliar se ha "girado" (figura 9.29).

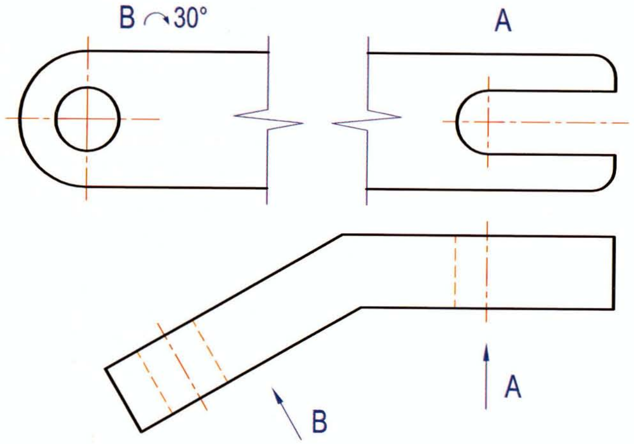


FIGURA 9.29. VISTA AUXILIAR B GIRADA.

9.3.2. CONSTRUCCIÓN DE VISTAS AUXILIARES

Supongamos la pieza de la figura 9.30 con su alzado y su planta. Recordando lo visto en el tema correspondiente al sistema diédrico, existe una relación entre los puntos, rectas y curvas de la proyección vertical (alzado) y la proyección horizontal (planta). En este caso se han marcado los puntos con sus correspondientes proyecciones horizontales *a*, *b* y *c* y verticales *a'*, *b'* y *c'*.

Las vistas auxiliares surgen de la necesidad de mostrar zonas de piezas en su verdadera magnitud. En este ejemplo la zona superior de la pieza se muestra deformada en la proyección vertical, y además el trazado de esta vista puede resultar muy complicado debido a las caras que no se proyecten de forma paralela (figura 9.30B). De hecho, en muchas ocasiones no se dibuja la zona deformada y queda la vista interrumpida (figura 9.30C). Una vez finalizado el procedimiento de obtención de la vista auxiliar se podrá reconstruir la zona deformada con fiabilidad. En la planta, por ejemplo, no se pueden definir las formas cilíndricas de esa zona.

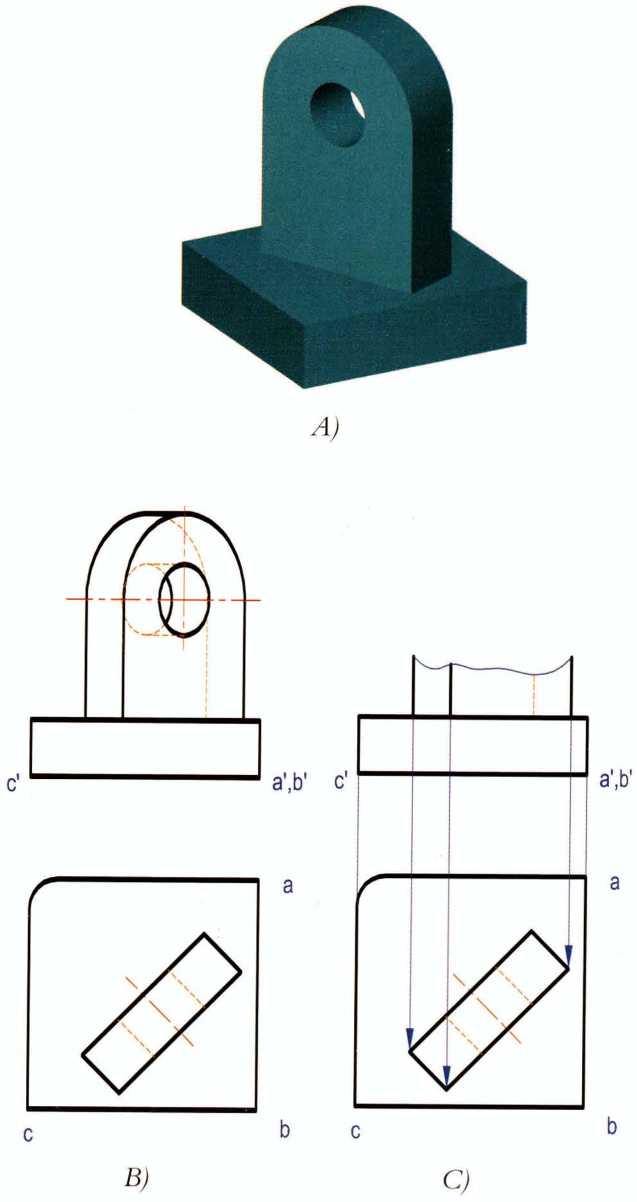


FIGURA 9.30. PIEZA Y VISTAS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UNA VISTA AUXILIAR.

Para realizar la vista auxiliar en este caso, se debe proyectar sobre un plano vertical adicional que sea paralelo a las superficies que se quieren dibujar. Se debe indicar la dirección de proyección con una flecha perpendicular al nuevo plano de proyección y una letra identificativa. La vista resultante se identifica por medio de una letra igual a la utilizada. El procedimiento que se va a realizar es un cambio de plano vertical y, de acuerdo con lo visto en el sistema diédrico, en los cambios de plano vertical:

- Las cotas se mantienen.
- Las proyecciones verticales resultantes se encuentran sobre una recta perpendicular a la traza del nuevo plano vertical.

Así pues, se proyectará sobre el plano cuya traza está representada, y los puntos *a*, *b*, *c* horizontales tendrán que estar sobre rectas perpendiculares a la traza. Además *a*, *b* y *c* estarán a la misma cota de valor cero y coincidiendo con la traza (figura 9.31).

Conocidos los puntos y sabiendo que se trata de un paralelepípedo, se construye la base inferior con una altura *A*, igual a la del alzado.

Los puntos *d'*, *e'*, *f'* y *k'* correspondientes a la base de la zona girada se encuentran situados a una cota de valor *A*. Así, sobre la traza del nuevo plano basta llevar esta cota *A*, ya que se mantiene en los cambios de plano vertical, y se llevan los puntos *d*, *e*, *f* y *k* gracias a las rectas perpendiculares, obteniéndose los puntos *d"*, *e"*, *f"* y *k"*. Se ha representado también la perspectiva y la toma de las medidas que se trasladan al plano (figura 9.32).

El punto *g'* corresponde al centro del taladro y se encuentra a una altura *J* desde el prisma de base midiéndolo en la perspectiva. Este punto tiene su proyección horizontal *g*. Su proyección *g"* se encuentra sobre una recta perpendicular a la traza del plano y a una altura *J* de la base dibujada. El valor del diámetro se puede tomar de

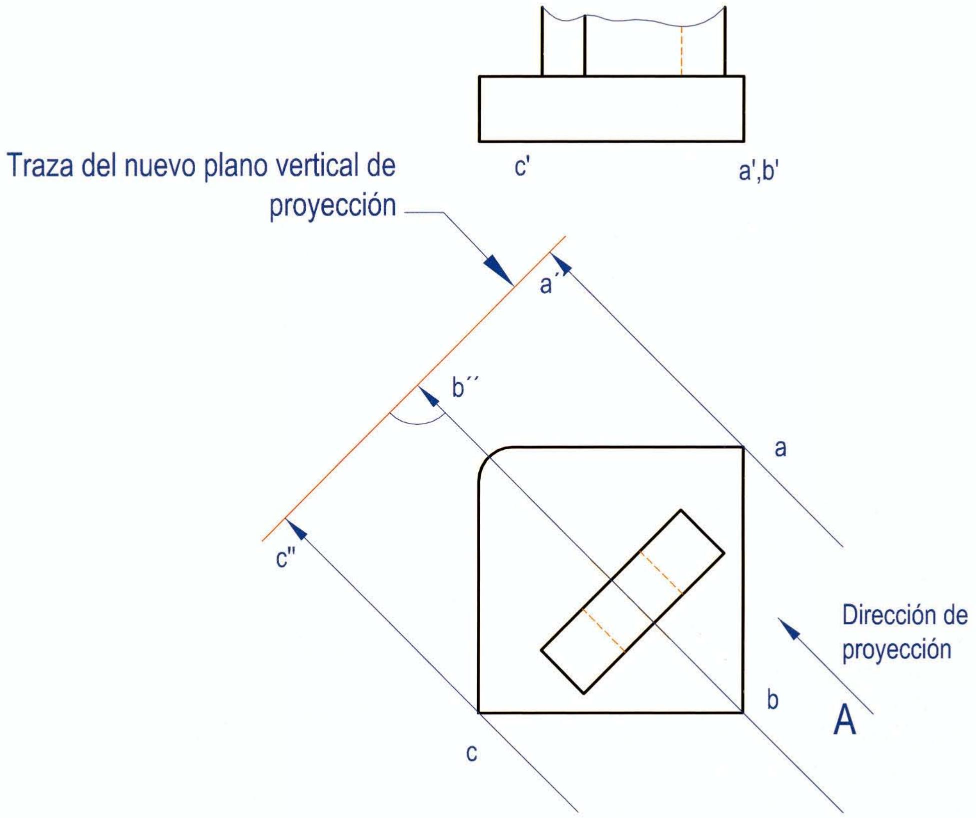


FIGURA 9.31. DETERMINACIÓN DE LA DIRECCIÓN DE PROYECCIÓN PARA REALIZAR LA VISTA AUXILIAR.

la proyección horizontal o de la vertical, y se puede trazar la circunferencia correspondiente sobre *g*". Los valores obtenidos en la vista auxiliar se pueden trasladar al alzado con el fin de ir completándola (figura 9.33).

A continuación se levantan las rectas desde los puntos *e*" y *d*" hasta alcanzar la altura *H*. Finalmente se traza un arco tangente entre ellas de centro el punto *g*".

Esta vista realizada es una vista auxiliar simple. Conocidos los puntos de la proyección en planta y las alturas en el alzado, se unen en esta vista por medio de curvas y se completan las zonas deformadas, obteniéndose así la vista completa (figura 9.34).

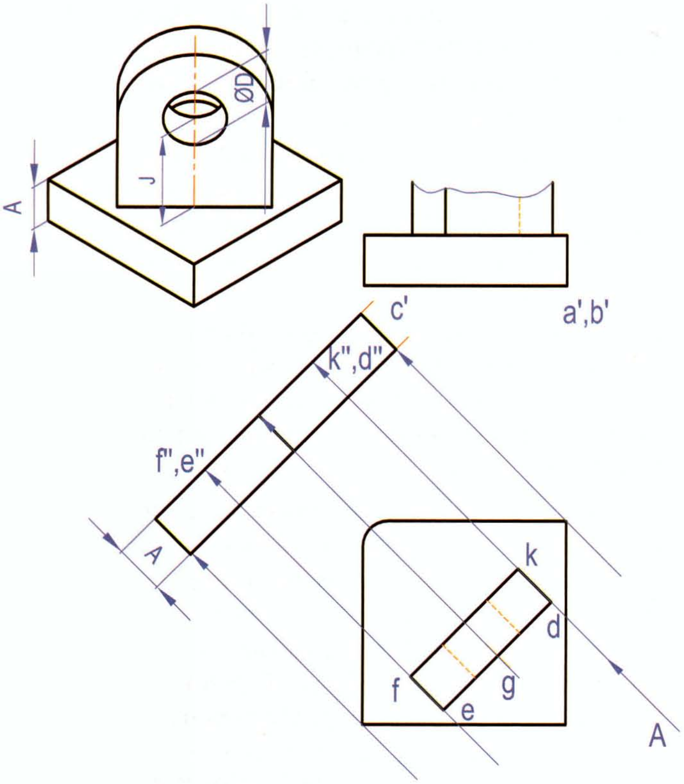


FIGURA 9.32. DIBUJO DE LA BASE DE LA VISTA AUXILIAR.

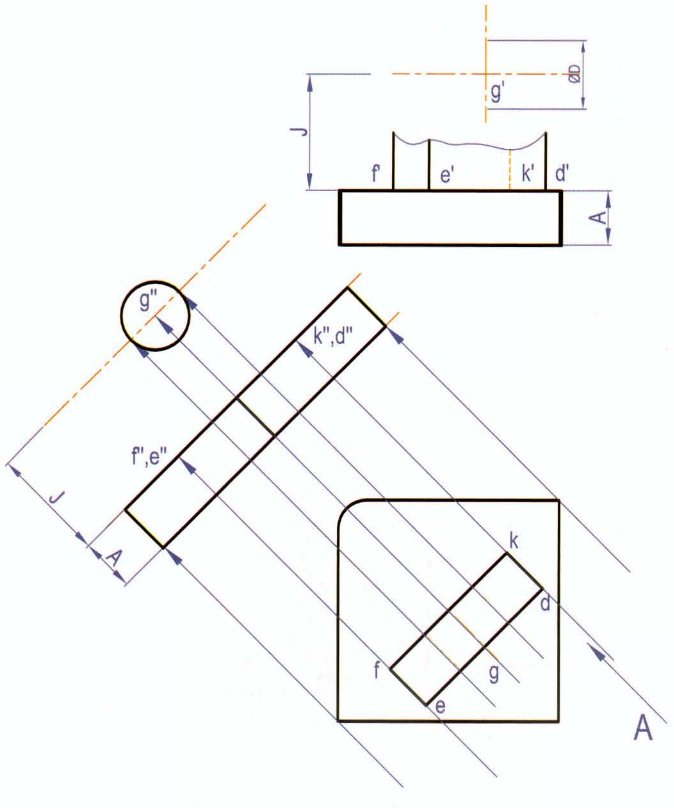


FIGURA 9.33. SITUACIÓN DEL TALADRO EN LA VISTA AUXILIAR.

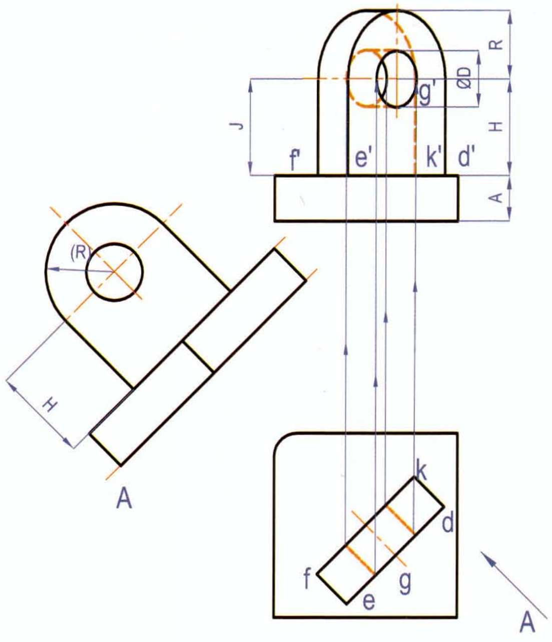


FIGURA 9.34. DIBUJO DEL ARCO DE MAYOR DIÁMETRO.

La solución terminada y acotada se ofrece en la figura 9.35.

Si el cambio de plano fuera horizontal, el procedimiento es el mismo, pero en este caso se mantienen los alejamientos constantes y las proyecciones verticales tienen sus equivalentes en rectas perpendiculares a la traza del nuevo plano horizontal de proyección.

Se ofrecen en el caso anterior dos posibles soluciones donde la vista auxiliar se ha girado (figura 9.35) hasta la horizontal o hasta la vertical (figura 9.36).

9.3.3. Realización de una vista auxiliar doble

Las vistas auxiliares dobles requieren dos cambios de plano: un cambio de plano vertical y posteriormente uno horizontal (o viceversa). El procedimiento es similar al ya visto, aunque su trazado siempre es más largo y complicado.

Estas vistas se utilizan para poder ver y definir en verdadera magnitud superficies o elementos que se presentan oblicuos a los planos de proyección.

Sea la pieza de la figura 9.37. De la realización de sus vistas ortogonales se observa que la cara que contiene la ranura se proyecta deformada y no resulta oportuna para la acotación sobre ella al no tener caras paralelas a los planos de proyección.

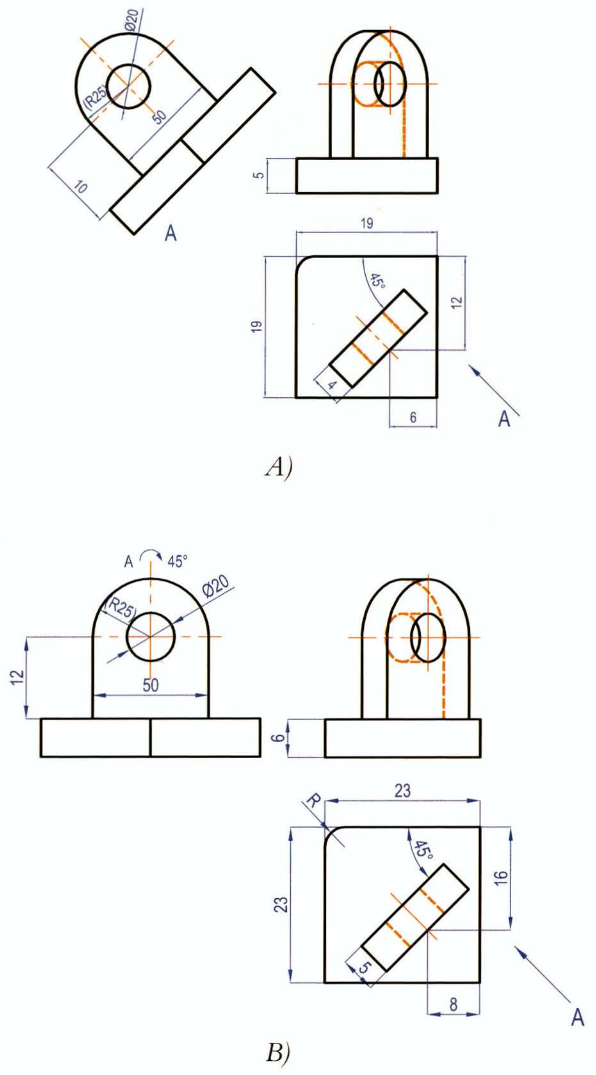


Figura 9.35. Vista auxiliar terminada y acotada por medio de un giro horario de 45° sobre su posición original.

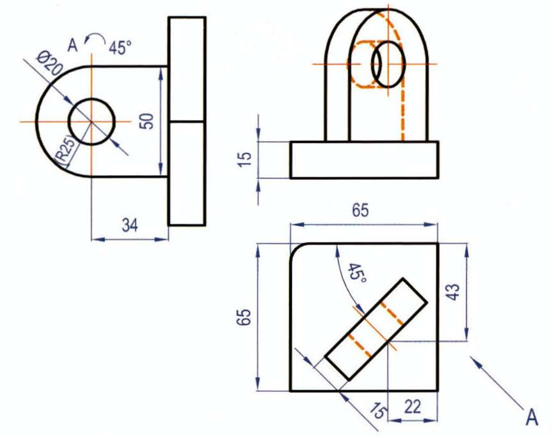


Figura 9.36. Vistas auxiliares giradas por medio de un giro antihorario de 45°.

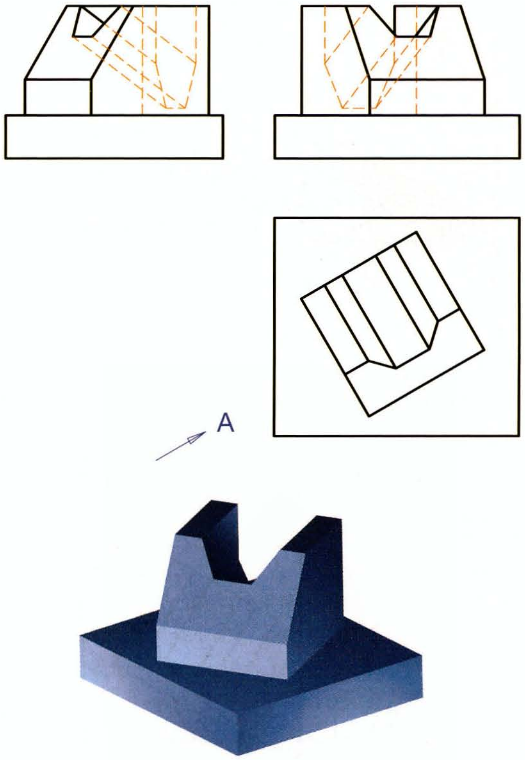


Figura 9.37. Pieza para la realización de una vista auxiliar doble.

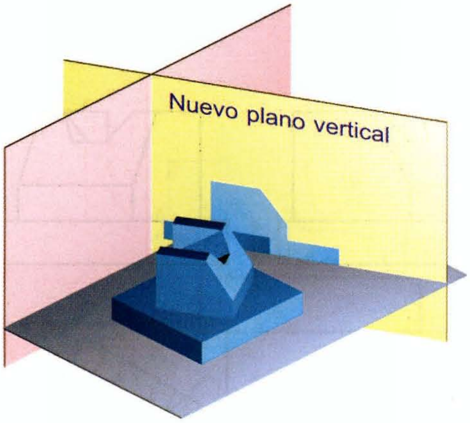
Para poder ver esa cara en verdadera magnitud se debe realizar una vista auxiliar doble. En primer lugar se realizará un cambio de plano vertical, y luego un cambio de plano horizontal. Se debe recordar que, en los cambios de plano:

- Las nuevas proyecciones se encuentran sobre rectas perpendiculares a la nueva línea de tierra.
- Si el cambio de plano es vertical, las cotas se mantienen constantes.
- Si el cambio de plano es horizontal, los alejamientos permanecen constantes.

En el dibujo de la pieza de la figura 9.37 es posible dibujar la planta obteniendo los puntos de la perspectiva tomando las medidas necesarias. Sin embargo, el alzado tiene zonas que no se representan en verdadera magnitud. En la pieza del ejemplo se pude dibujar la planta y parte de la base del alzado. El resto está por dibujar.

El cambio de plano vertical permite visualizar el ángulo de inclinación respecto de la base de la cara inclinada (figura 9.38). El nuevo plano vertical debe ser perpendicular a la dirección indicada por la flecha *A*. Todos los puntos de la pieza se encontrarán sobre rectas perpendiculares a la traza del nuevo plano y situados a las mismas cotas que en las proyecciones originales. Sean los puntos *a* y *b* de la base, las proyecciones *a*" y *b*" se encontrarán sobre la misma perpendicular a la línea de tierra, pero la proyección *b*" se elevará 16 unidades respecto de *a*". Este valor de 16 unidades se obtiene midiendo sobre la perspectiva. Lo mismo ocurre con los puntos *p* y *q*. Ambos están en la misma perpendicular a la traza, pero el punto *p*" tiene una cota de 16 unidades y el punto *q*" una de 56 unidades (16 + 40). La cota de 40 unidades se mide en la perspectiva. Este procedimiento se extiende para todos los puntos, obteniéndose la primera vista auxiliar *A*.

A continuación se procede a realizar el siguiente cambio de plano horizontal. Para ello se parte de la primera vista auxiliar obtenida proyectando sobre un plano perpendicular a la dirección *B*, por lo que al final se obtiene la cara inclinada en verdadera magnitud (figura 9.39). Se ha eliminado el alzado para ver el proceso con más claridad.



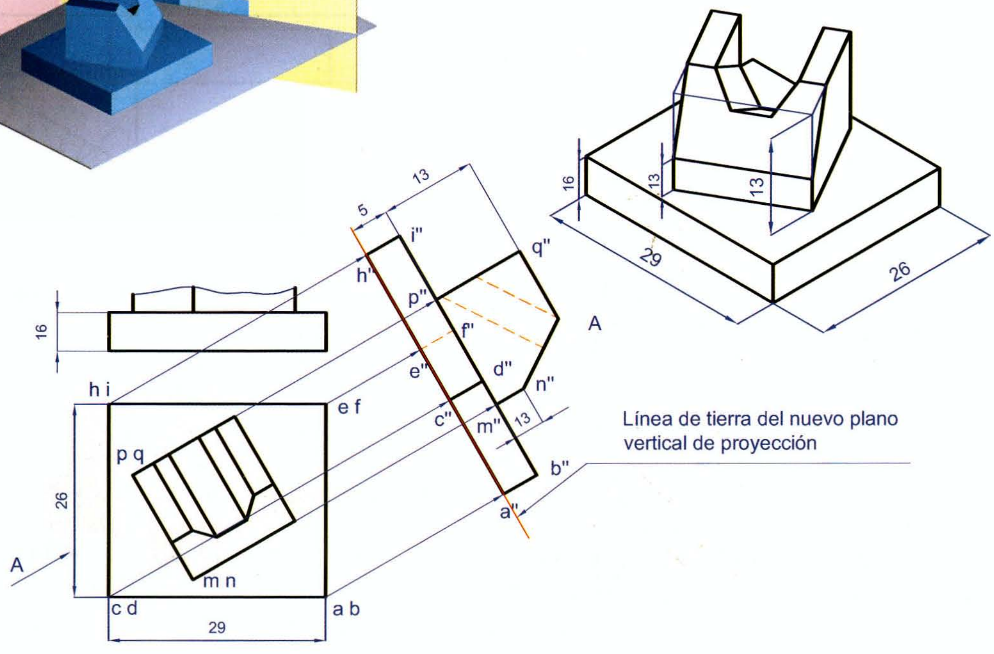


Figura 9.38. Realización de la primera vista auxiliar.

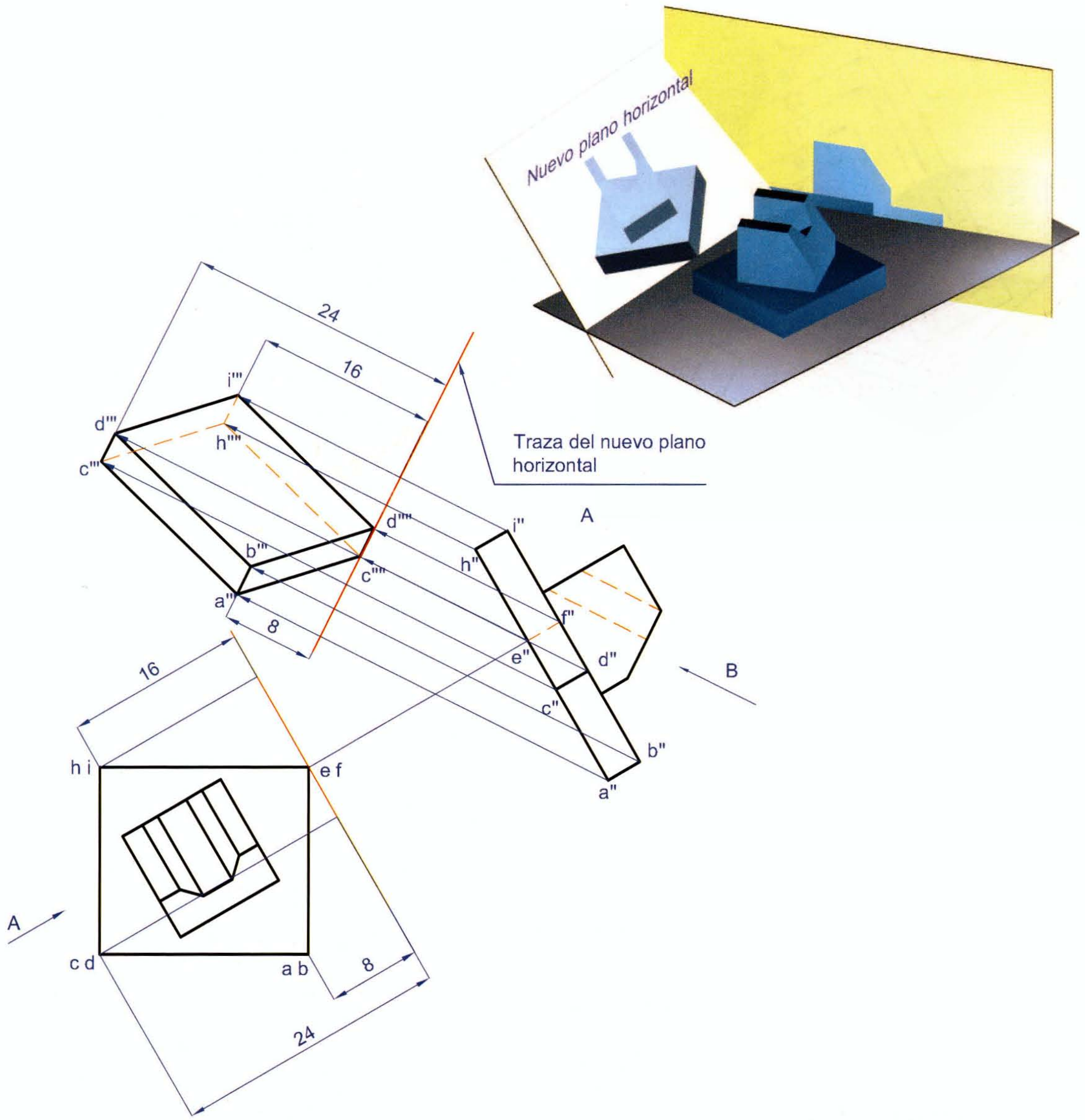


FIGURA 9.39. REALIZACIÓN DE LA VISTA AUXILIAR DOBLE.

Al proyectar la vista obtenida *A* de acuerdo con la dirección *B* sobre la perpendicular a la traza del nuevo plano horizontal, se encontrarán todos los puntos de la pieza. Éstos se situarán manteniendo el alejamiento constante respecto del cambio de plano vertical. En la práctica este alejamiento puede tomarse desde cualquier recta fija perpendicular a la dirección de proyección *A*. La elección de una recta u otra sólo modifica la altura de la pieza respecto del plano de proyección horizontal original y no influye en el procedimiento. En este caso se han medido los alejamientos respecto de una recta coincidente con el vértice *e*.

En la figura 9.40 se observa que los puntos *a* y *b* tienen un alejamiento de 40 unidades y que para los puntos *e* y *f* el alejamiento nulo. Una vez fijada la traza del nuevo plano horizontal, sobre las rectas que le son perpendiculares se llevan estos alejamientos. Se obtienen unas proyecciones *a'''* y *b'''*, cada una de ellas sobre su recta correspondiente, situadas a 40 unidades sobre la traza. Los puntos *c'''* y *d'''* se encuentran sobre la propia traza, ya que su alejamiento es cero. Los puntos *h'''* e *i'''* se encuentran a 78 unidades, y *c'''* y *d'''* a 118 unidades de la traza. Uniendo los puntos se obtiene la base de la pieza.

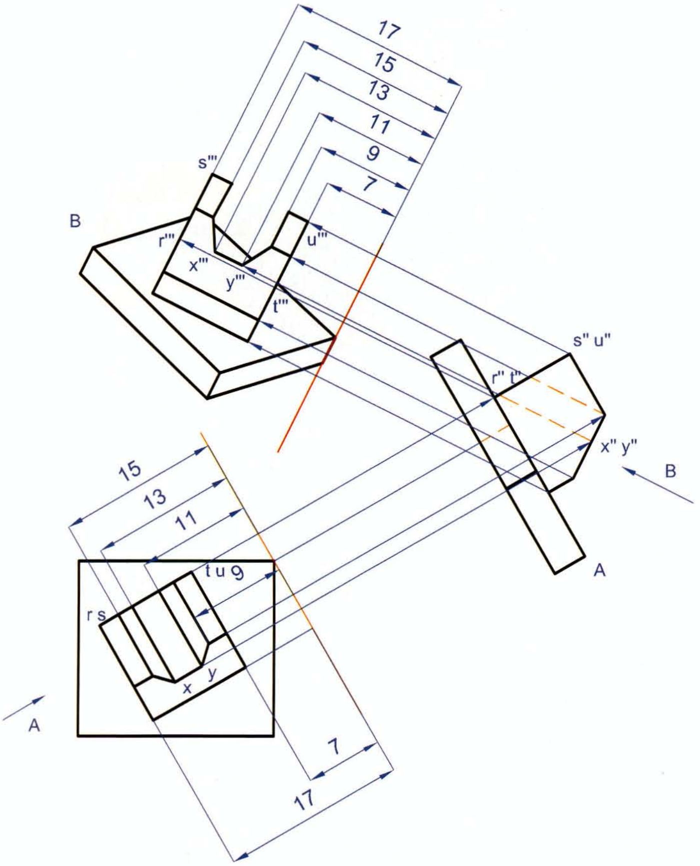


FIGURA 9.40. OBTENCIÓN DE LA ZONA SUPERIOR DE LA PIEZA.

Para seguir el procedimiento se ha realizado en esta figura la supresión de las líneas que se han considerado innecesarias, ya que han sido obtenidas en los pasos anteriores. Se va a realizar la proyección del cuerpo superior de la pieza.

El procedimiento es idéntico al realizado para la obtención de la base. Los puntos s'', x'' e y'' tienen un alejamiento de 84, 67 y 53 unidades, respectivamente. Sobre la perpendicular a la traza del nuevo plano horizontal que pasa por x'' e y'' (las dos proyecciones coinciden), se llevan estos valores y se obtienen los puntos x''' e y'''. Los puntos t y u de la base, en la vista auxiliar primera están situados a diferente cota, denominándose t'' y u''. Sobre estas últimas proyecciones y en las perpendiculares a la traza de nuevo plano horizontal, se lleva el alejamiento de 35 unidades y se obtienen los puntos t''' y u'''. Realizando este método para todos los puntos se obtiene la zona que se deseaba ver en verdadera magnitud.

El dibujo estará terminado cuando se complete con todas las vistas, como en la figura 9.41.

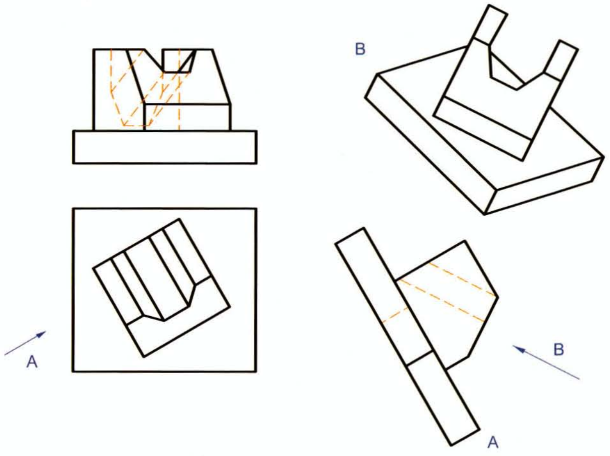


FIGURA 9.41. PIEZA CON VISTA AUXILIAR DOBLE.

Es posible rectificar las vistas auxiliares girándolas y ofrecer la solución de la figura 9.42.

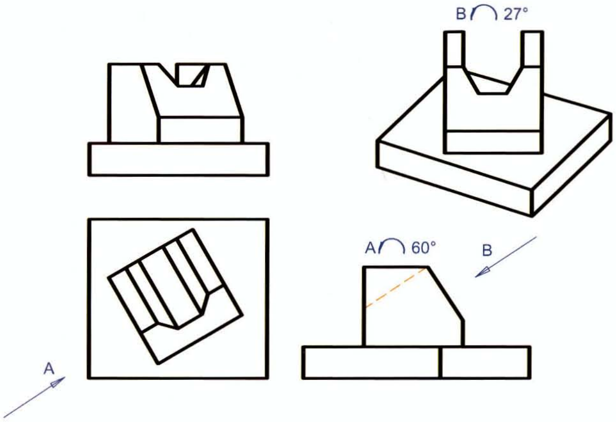


FIGURA 9.42. SOLUCIÓN CON VISTA AUXILIAR DOBLE Y RECTIFICADA.

9.4. CORTES Y SECCIONES

El criterio principal que se debe utilizar para la representación de una pieza es la claridad y facilidad de interpretación. En la práctica industrial es muy frecuente encontrar piezas con elementos que dan lugar a aristas y contornos situados detrás o en el interior de otros elementos. La proyección de estas aristas y contor-

nos genera lo que se denomina *aristas ocultas,* que, según se ha visto, se deben representar con líneas de trazos.

El uso abusivo de líneas de trazos induce a confusión y dificulta enormemente la interpretación de la representación de la pieza. En la figura 9.43 se muestra una pieza con todas sus líneas ocultas.

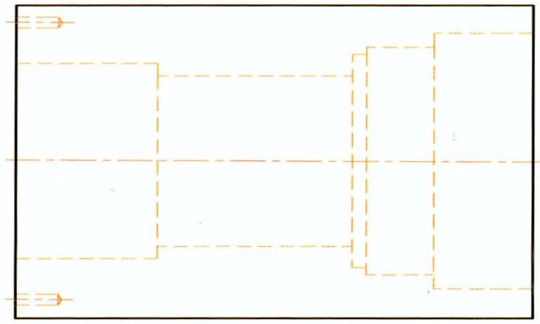


FIGURA 9.43. PIEZA REPRESENTADA CON TODAS SUS LÍNEAS VISTAS Y OCULTAS.

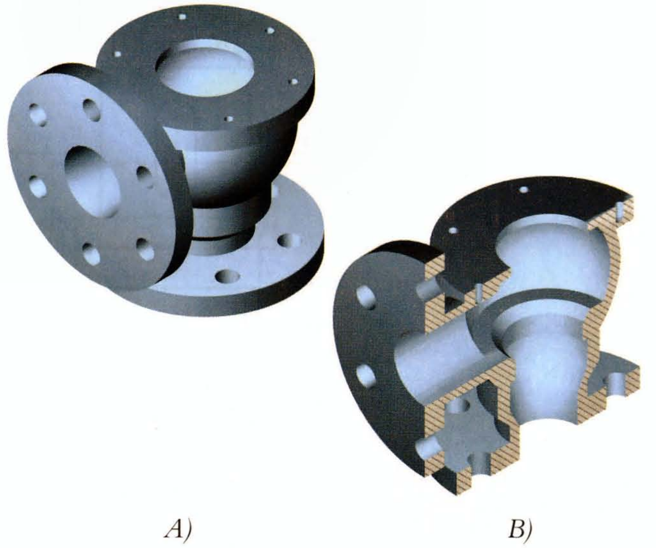


FIGURA 9.44. *A)* PIEZA ANTES DE SER CORTADA POR UN PLANO. *B)* PIEZA CORTADA POR UN PLANO. EL RESULTADO PUEDE SER UN CORTE O UNA SECCIÓN.

Para mejorar la visibilidad de las zonas interiores de las piezas, las normas de dibujo permiten la realización de *cortes* y *secciones.* Si se tiene una pieza y se corta por un plano, existe una superficie de intersección, que es la superficie común entre el plano y el cuerpo. Si se quita la parte de pieza que existe por delante del plano de corte, se puede observar la pieza con más claridad. En la figura 9.44 se ofrece la pieza eliminando la parte que queda delante del plano de corte. La proyección de la zona que resulta de eliminar la pieza sobrante situada delante del plano de corte se denomina *corte* (figura 9.45A), mientras que si sólo se representa la superficie de intersección entre el plano y la pieza se obtiene una *sección* (figura 9.45B).

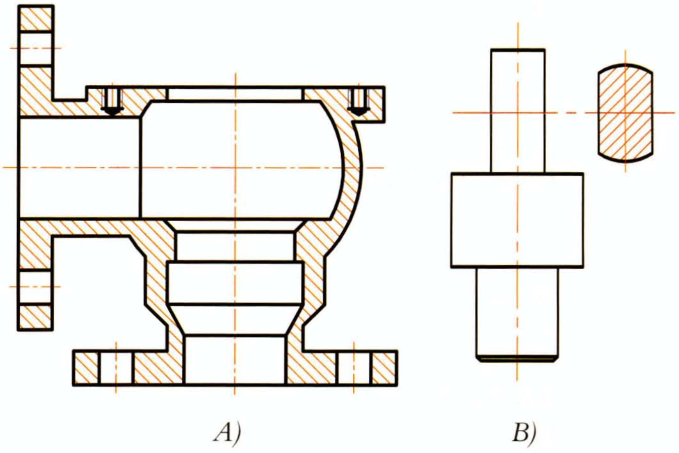


FIGURA 9.45. *A)* CORTE. *B)* SECCIÓN.

Como norma general, puede decirse que los cortes se sitúan sustituyendo a cualquiera de los tipos de vistas definidos hasta ahora (vistas diédricas, vistas particulares, etc.), reemplazando a éstas (figura 9.46), mientras que las secciones se utilizan como complemento a las vistas para definir zonas concretas de la pieza (figura 9.47).

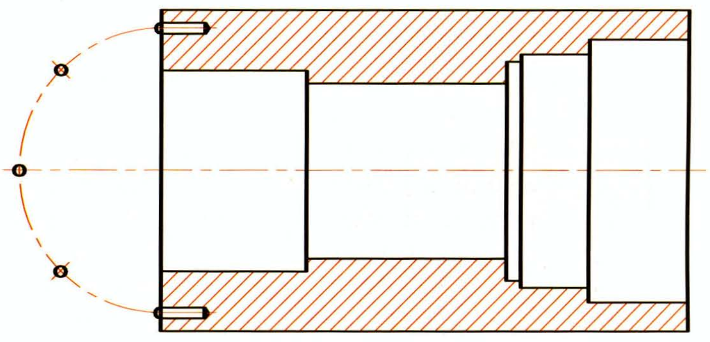


FIGURA 9.46. CORTE REALIZADO SOBRE LA PIEZA DE LA FIGURA 9.43.

En los cortes se dibujan todas las aristas y contornos que existen en la pieza una vez eliminada la parte anterior al plano (figura 9.45A). En las secciones sólo se dibuja la superficie de

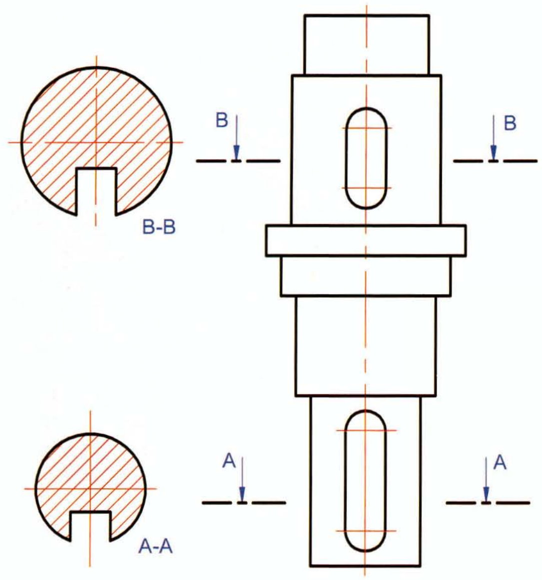


FIGURA 9.47. SECCIONES COMO COMPLEMENTO A UNA VISTA.

intersección (figura 9.45B). En la figura 9.46 se ha cortado la pieza de la figura 9.43, con lo que se ha ganado claridad en la representación. Es importante observar que cuando se produce un corte debe evitarse en todo lo posible la representación de aristas, contornos, ejes de revolución o simetría, etc., que queden ocultos.

9.4.1. RAYADO

Tanto en un corte como en una sección, la superficie de intersección de la pieza con el plano se representa por medio de lo que se denomina *rayado*. El rayado consiste en un conjunto de líneas paralelas que normalmente están inclinadas 45° (en un sentido u otro) respecto de la horizontal o de los ejes de simetría de la pieza. Las líneas que componen el rayado son continuas finas (figura 9.48).

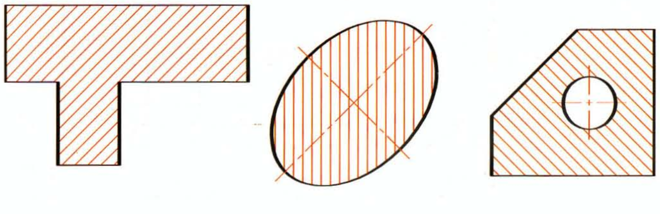


FIGURA 9.48. INCLINACIÓN DE LOS RAYADOS. SERÁ NORMALMENTE DE 45°.

La separación entre las líneas del rayado depende del tamaño de la pieza seccionada. Si la pieza es muy grande, se puede dejar indicado el rayado dibujándolo sólo alrededor del contorno del cuerpo (figura 9.49).

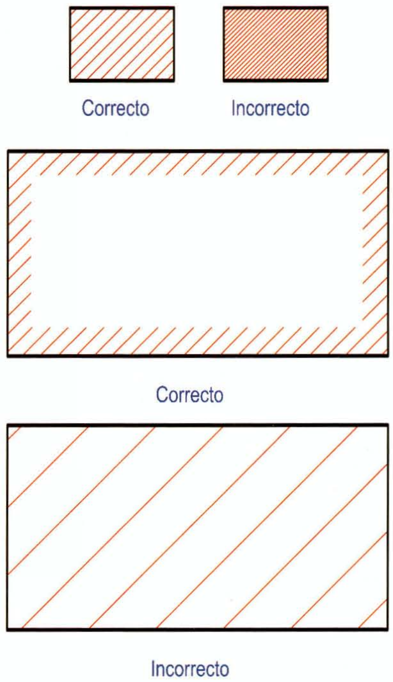


FIGURA 9.49. DISTANCIAMIENTO DE LAS LÍNEAS DEL RAYADO. LA DISTANCIA DE RAYADO ES PROPORCIONAL A LA PIEZA. SI ES MUY GRANDE, BASTA CON RAYAR ALREDEDOR DEL CONTORNO DE LA MISMA. EL RAYADO NO DEBE ESTAR NI DEMASIADO JUNTO NI DEMASIADO SEPARADO.

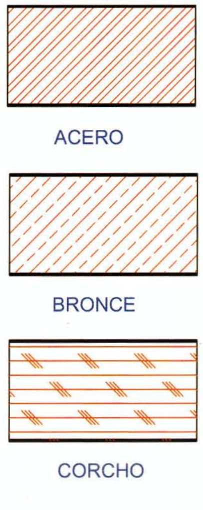


FIGURA 9.50. EJEMPLOS DE RAYADOS QUE REPRESENTAN DIFERENTES MATERIALES.

Aunque no es habitual, en ocasiones el rayado puede simbolizar el material del que está hecha la pieza (figura 9.50). Aunque normalmente el material se indica en la lista de materiales, si se tuvieran que utilizar diferentes tipos de rayado para identificar materiales, su significado debe consignarse claramente en el dibujo por medio de una leyenda o la designación de la norma correspondiente.

El rayado debe interrumpirse para poder ver con claridad cualquier cifra de cota u otra indicación que tenga que ir situada encima de él (figura 9.51).

El rayado debe ser el mismo en todas las vistas de la pieza (figura 9.52).

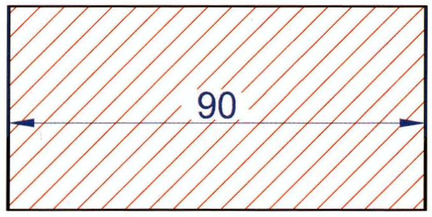


FIGURA 9.51. LOS RAYADOS SE INTERRUMPEN PARA QUE SE VEAN CON CLARIDAD LOS NÚMEROS DE COTA.

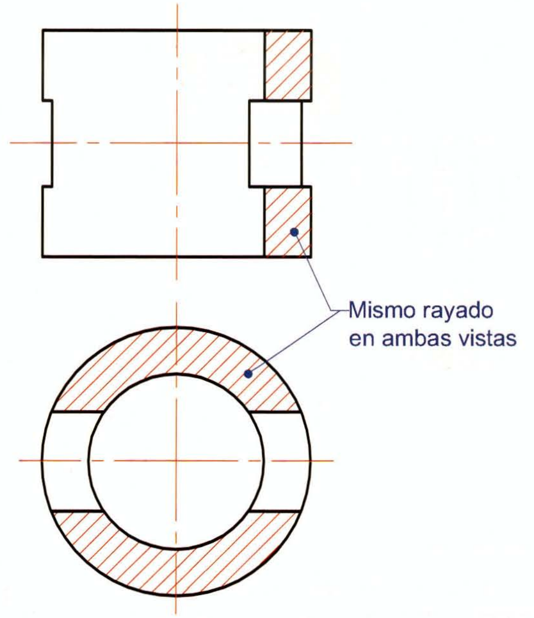


FIGURA 9.52. EL RAYADO SE REPITE EN TODAS LAS VISTAS DE LA MISMA PIEZA.

En planos de conjunto, cada pieza debe llevar su propio rayado, que por otra parte la distingue en la representación seccionada de un conjunto de piezas. Este rayado se mantiene en cualquiera que sea la vista de la pieza o en cualquier tipo de corte o sección (figura 9.53).

Los rayados de unas piezas y de otras se distinguen por la distancia que existe entre las líneas que constituyen el rayado y por su dirección. Ésta, como ya se ha dicho, debe ser 45° o 135°, aunque excepcionalmente podrían tener otra inclinación. Además, piezas distintas pueden tener el mismo rayado siempre y cuando no estén contiguas en el plano de conjunto o no se presten a ser interpretadas como la misma pieza. En la figura 9.54 pueden verse distintos rayados en un plano de conjunto, diferentes en inclinación y/o separación en piezas contiguas, donde además existen rayados idénticos en piezas diferentes no contiguas.

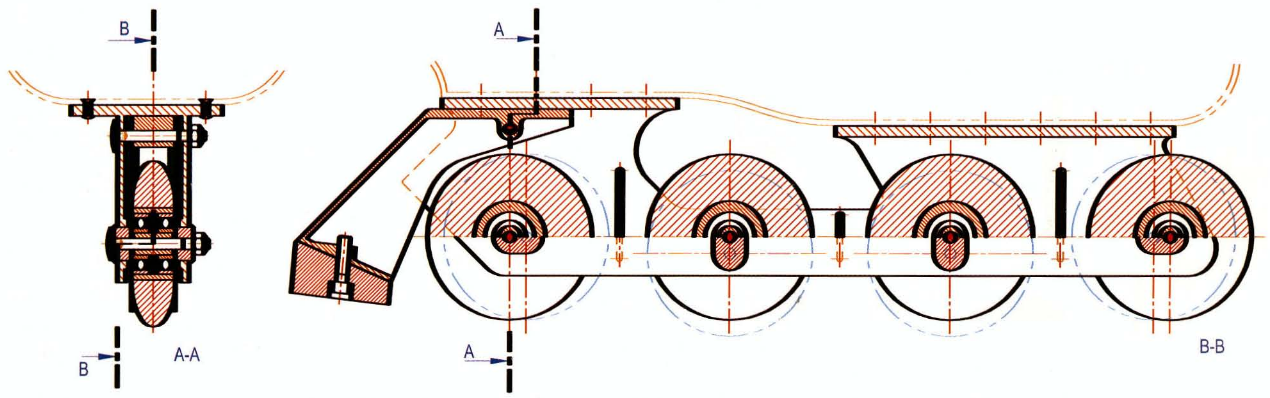


FIGURA 9.53. RAYADO EN PLANOS DE CONJUNTO.

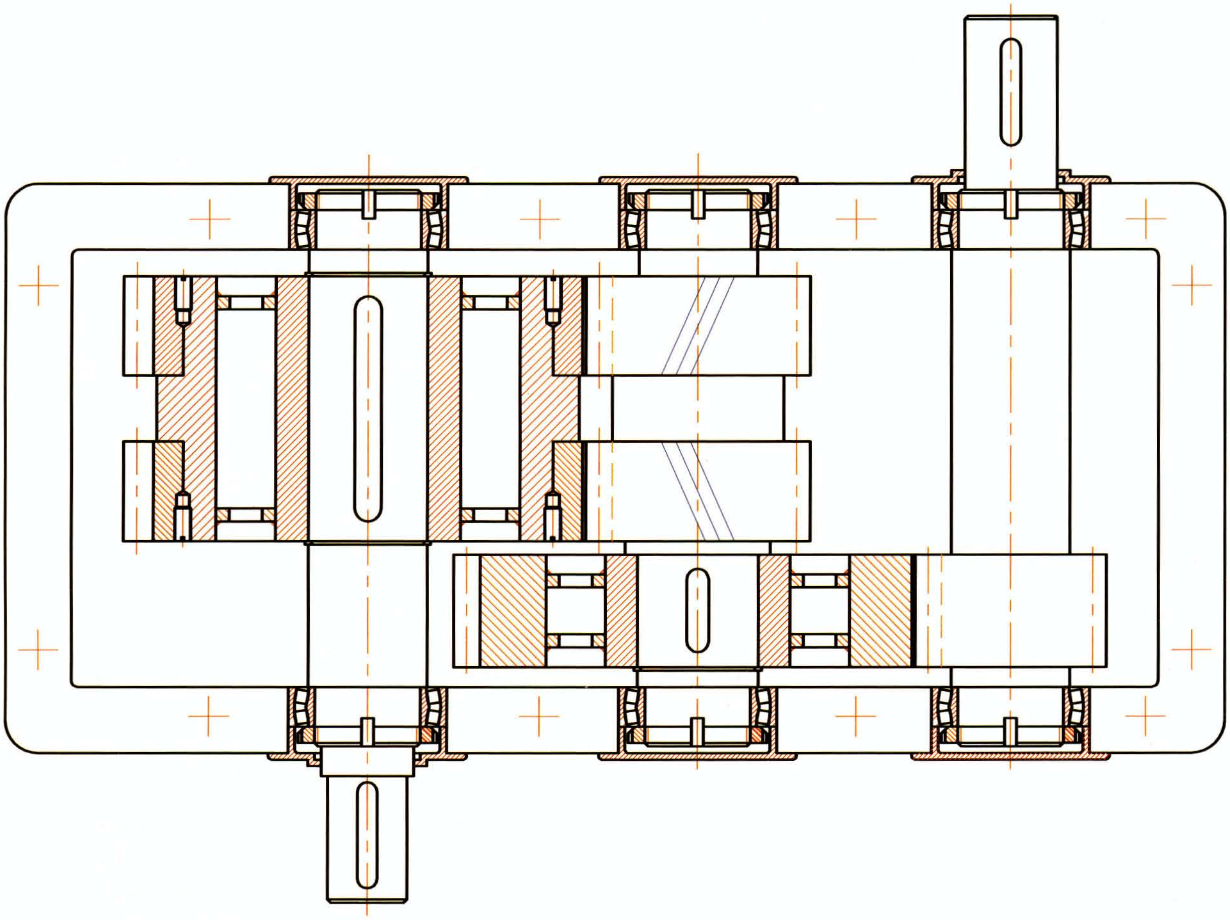


FIGURA 9.54. DISTINTOS RAYADOS EN UN CONJUNTO CON ALGUNOS RAYADOS IDÉNTICOS EN PIEZAS DISTINTAS NO CONTIGUAS. SE PUEDEN UTILIZAR RAYADOS IGUALES SIEMPRE Y CUANDO LAS PIEZAS QUE LO TENGAN NO ESTÉN EN CONTACTO. OBSÉRVESE QUE TODOS LOS RAYADOS ESTÁN A 45° Y 135°.

Las piezas muy delgadas, como placas, perfiles, etc., no se rayan, sino que se rellenan de negro. Si las piezas delgadas se representan montadas, se deja un espacio en blanco entre ellas. Este espacio no debe ser inferior a 0,7 mm (figura 9.55).

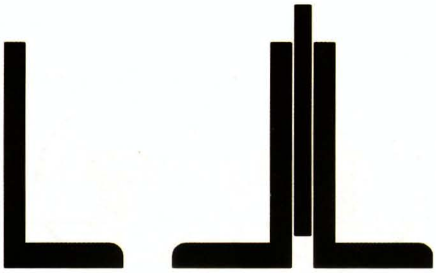


FIGURA 9.55. LAS PIEZAS DELGADAS SE REPRESENTAN RELLENAS DE NEGRO, DEJANDO UN ESPACIO BLANCO ENTRE ELLAS.

9.4.2. INDICACIÓN DE UN CORTE

Cuando se necesite definir el plano de corte se debe utilizar el método de las flechas de referencia. El corte debe indicarse mediante un trazo grueso de trazo y punto en los extremos de la traza del plano y unas letras para su identificación. Además, se debe acompañar de una flecha que indique la dirección desde la que se observa el corte. Junto al corte se deben situar las letras identificativas del mismo en la forma A-A (figura 9.56).

Cuando es evidente la localización de un plano de corte, no necesita indicarse de ninguna manera (figura 9.57). Habitualmente se considera que la posición del plano de corte es evidente cuando coincide con un plano de simetría.

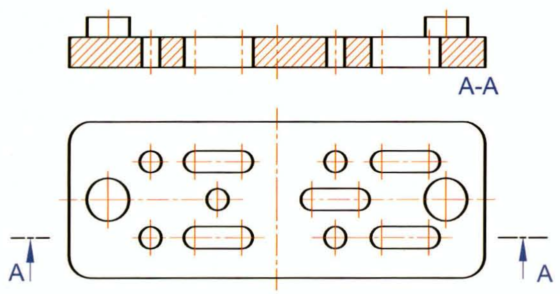


FIGURA 9.56. LOS PLANOS SE INDICAN CON TRAZOS GRUESOS EN SUS EXTREMOS, LETRAS Y FLECHAS QUE INDICAN DESDE DÓNDE SE MIRA EL CORTE.

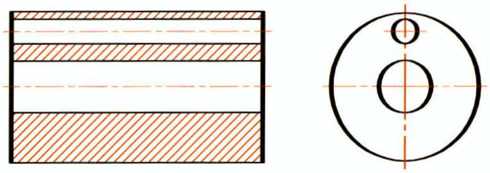


FIGURA 9.57. LOS CORTES EVIDENTES NO NECESITAN SER INDICADOS.

Cuando sea necesario para el mejor entendimiento del corte, se dibuja con línea fina de trazo y punto la traza completa del plano (figura 9.58).

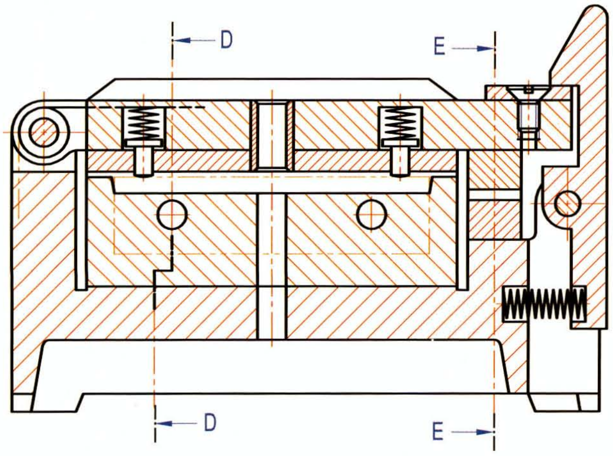


FIGURA 9.58. SE PUEDE MANTENER UNA LÍNEA DE TRAZOS Y PUNTOS ENTRE LAS INDICACIONES DEL PLANO CON EL FIN DE MEJORAR LA LEGIBILIDAD.

9.4.3. CORTE POR PLANOS PARALELOS Y CORTE POR PLANOS SUCESIVOS

Si la pieza se corta por diversos planos paralelos, éstos se indican por medio de una línea de trazo y punto gruesa en los extremos y en los cambios de dirección de las trazas de los planos de corte (figura 9.59). Cuando los cambios de dirección son muy cercanos, la línea gruesa de trazo y punto puede quedar reducida a una línea gruesa continua de poca longitud. A este tipo de corte también se le denomina *corte quebrado.*

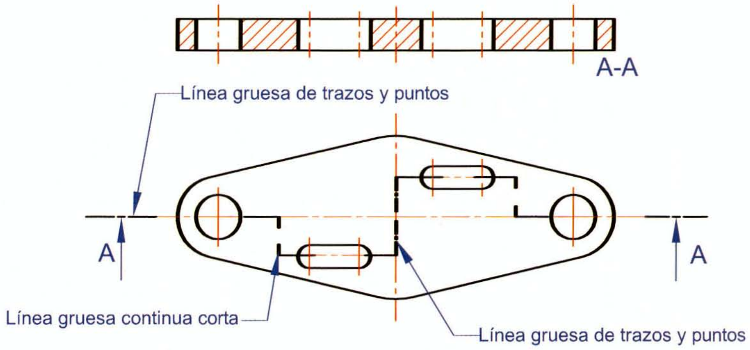


FIGURA 9.59. CORTE POR PLANOS PARALELOS.

Los planos de corte también pueden ser varios planos sucesivos (no paralelos, figura 9.60), o dos planos concurrentes (figura 9.61). En este último caso se deben abatir sobre el plano del dibujo.

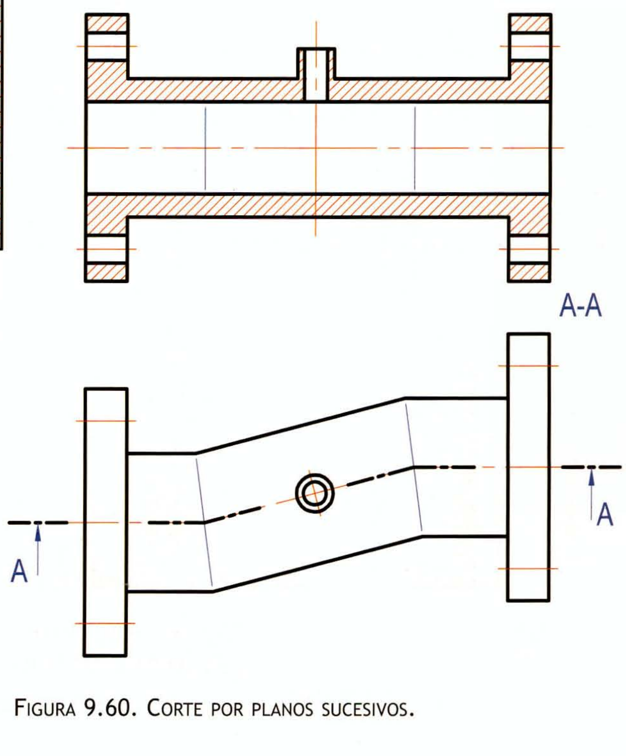


FIGURA 9.60. CORTE POR PLANOS SUCESIVOS.

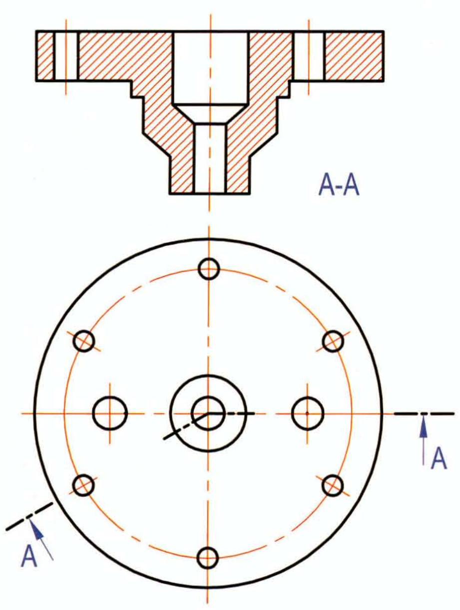
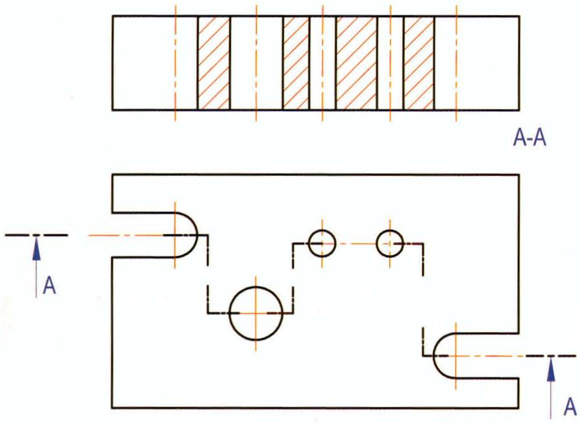


FIGURA 9.61. CORTE POR DOS PLANOS CONCURRENTES.

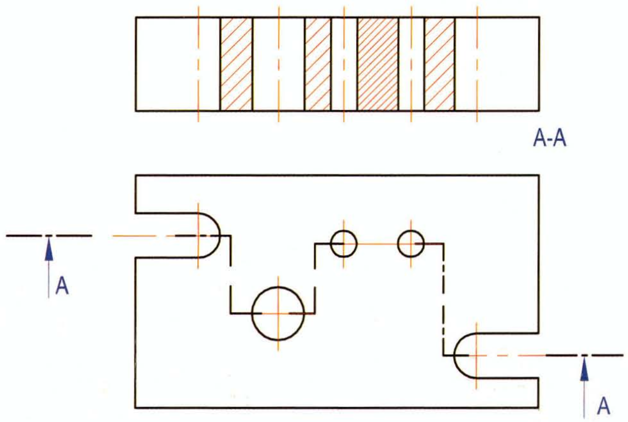
El corte que resulta se representa como si sólo existiera un plano de corte, por lo que ni se interrumpe el rayado, ni se distancia ni se indica con alguna línea (figura 9.62). En ocasiones se puede representar el rayado ligeramente solapado para identificar los diferentes cambios de plano en un corte por planos múltiples.

9.4.4. MEDIOS CORTES

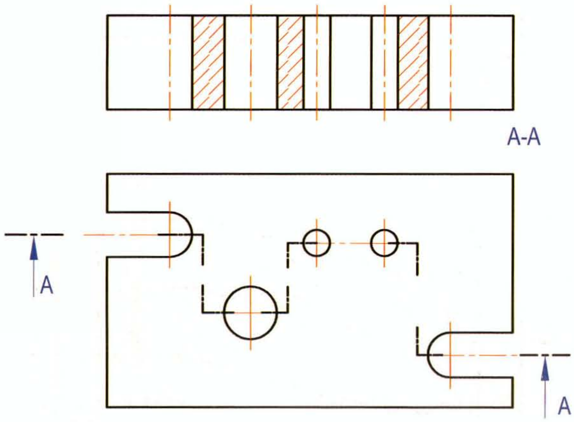
Las piezas que son simétricas no necesitan ser seccionadas completamente. Se añade más información si se deja la vista por un lado con la parte interior y por otro con la exterior. A este tipo de cortes se los denomina *medios*



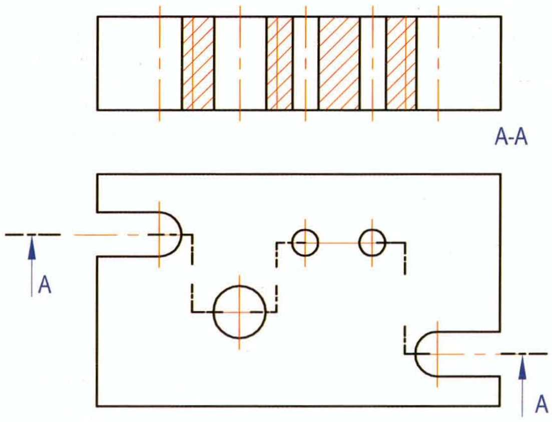
A) Correcta.



B) Incorrecta: existen diferentes rayados en la misma pieza.



C) Correcta: los rayados pueden desplazarse unos con respecto a otros, manteniendo la separación y la inclinación.



D) Incorrecta: no se deben colocar aristas que no existen en realidad en los cambios del plano de corte.

FIGURA 9.62. REPRESENTACIONES CORRECTAS E INCORRECTAS DE UN CORTE POR PLANOS PARALELOS.

cortes o *cortes al cuarto*. En realidad correspondería a quitar un cuarto de pieza. Se representan indicando con una línea de centros la línea correspondiente al plano perpendicular al plano de proyección (figura 9.63), salvo que exista en ese mismo lugar la proyección de un contorno o arista de la pieza, cuya línea gruesa y continua se debe superponer a la línea de centros (figura 9.64).

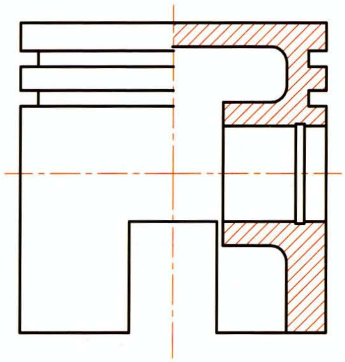


FIGURA 9.63. PIEZA REPRESENTADA POR UN MEDIO-CORTE.

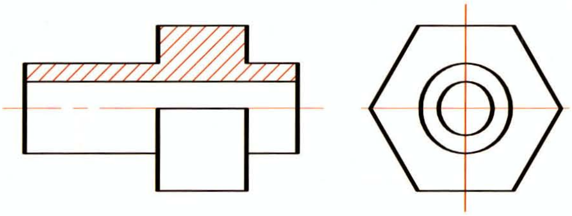


FIGURA 9.64. EJEMPLO DE UN CORTE AL CUARTO. OBSÉRVESE QUE LA ZONA QUE COINCIDE CON LA ARISTA DEL PRISMA HEXAGONAL CONSERVA LA LÍNEA CONTINUA GRUESA.

9.4.5. ROTURAS

Si se desea definir una parte oculta de la pieza que ocupa solamente una zona concreta de la pieza y no es necesario realizar un corte total o un medio-corte, se recurre a la utilización de *corte locales* o *roturas*. Éstos se representan por medio de una línea fina a mano alzada y el correspondiente rayado. Los contornos que resulten vistos se dibujan con línea continua gruesa. No se debe indicar el plano de corte en ninguna vista de la pieza (figura 9.65).

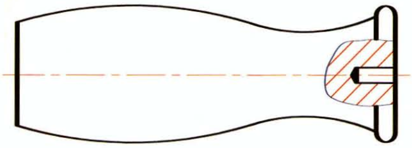
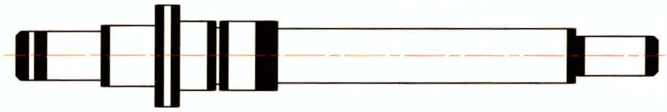


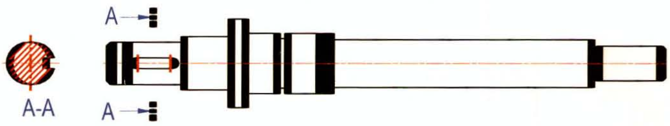
FIGURA 9.65. CORTE LOCAL O ROTURA.

9.4.6. CORTES SOBRE PIEZAS MACIZAS

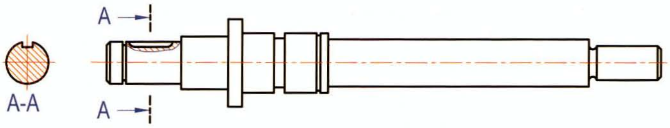
Los elementos que tienen una dimensión sensiblemente mayor que las demás, al ser seccionados por esta dirección no se rayan, salvo que contengan algo en su interior que necesite ser definido y representado. Éste es el caso de los nervios, radios de volantes y ruedas, tornillos, espárragos, chavetas, ejes, árboles, etc. En las figuras 9.66 y 9.67 se muestran algunos ejemplos.



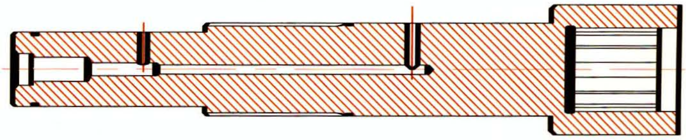
A) Eje completamente macizo. No se secciona por planos longitudinales.



B) Eje con una ranura. No se corta longitudinalmente, pero se necesita una sección para definir la profundidad de la ranura.



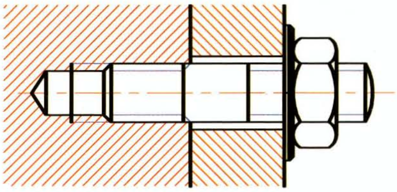
C) Eje con una ranura. No se corta longitudinalmente, pero se necesitan una sección y una rotura para definir la ranura.



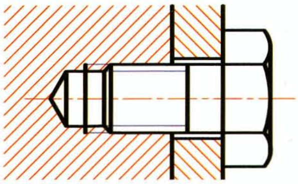
D) Eje con el interior hueco. Se realiza un corte longitudinal para definir correctamente su interior.

FIGURA 9.66. REPRESENTACIÓN DE EJES CUANDO NO SE CORTAN Y CUANDO SE CORTAN.

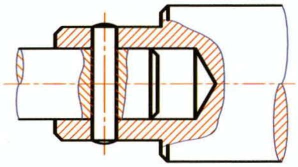
Tornillos



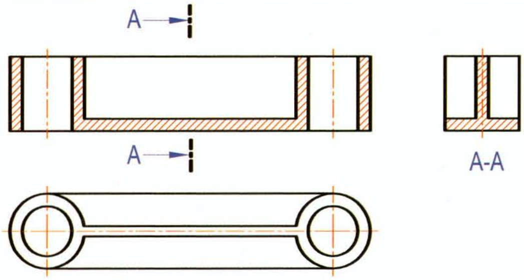
Espárragos, tuercas y arandelas



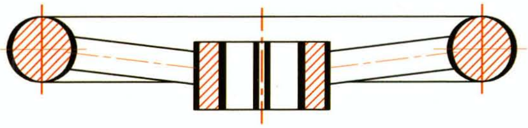
Pasadores



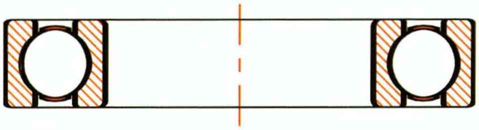
Nervios



Radios de ruedas y volantes



Bolas o rodillos en rodamientos



Chavetas y lengüetas

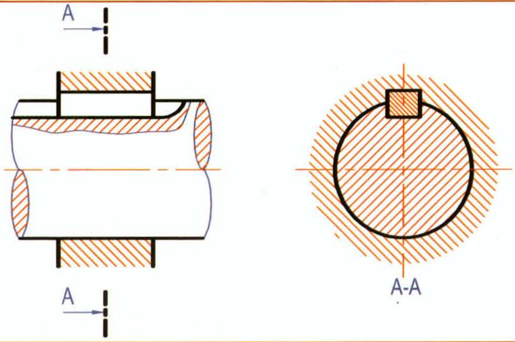


FIGURA 9.67. ELEMENTOS QUE, SI SON MACIZOS, NO SE CORTAN CUANDO SE SECCIONAN POR UN PLANO LONGITUDINAL Y SÍ POR UNO TRANSVERSAL.

9.4.7. Elementos uniformemente distribuidos en una pieza

Si en una pieza existen elementos que están distribuidos uniformemente a lo largo de una circunferencia, al realizar el corte éstos se abaten hasta hacerlos coincidir con el plano de corte. Esta forma de representación es muy típica en la representación de bridas y otros elementos de sujeción por medio de uniones atornilladas (figura 9.68).

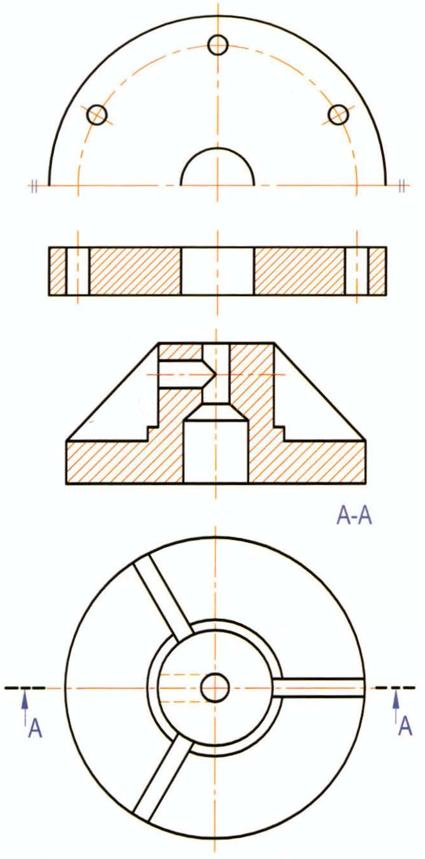


Figura 9.68. Corte con elementos distribuidos uniformemente en una forma de revolución.

9.4.8. Secciones

El término *sección* se refiere sólo a la superficie de intersección del plano con la pieza, por lo que únicamente aparecerán los contornos de la pieza convenientemente rayados.

Las secciones dan una mejor definición de la forma que define un cuerpo. Son de uso frecuente en piezas de contorno variable, como nervios, ganchos, álabes, etcétera.

Las secciones se pueden representar alineadas con la pieza o desplazadas de ella, como en el primer caso, en el que la sección se abate sobre la pieza. Los contornos se dibujan con línea fina y deben llevar el rayado propio de la pieza (figura 9.69).

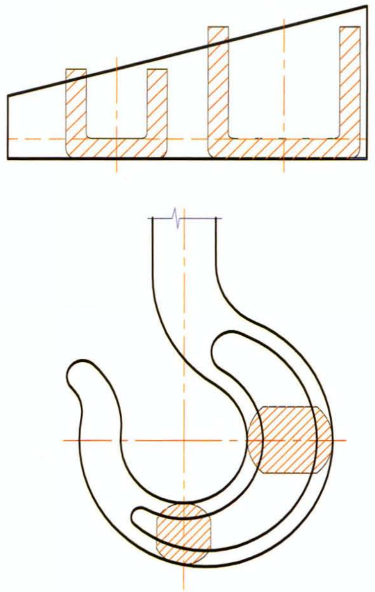


Figura 9.69. Secciones abatidas sin desplazamiento.

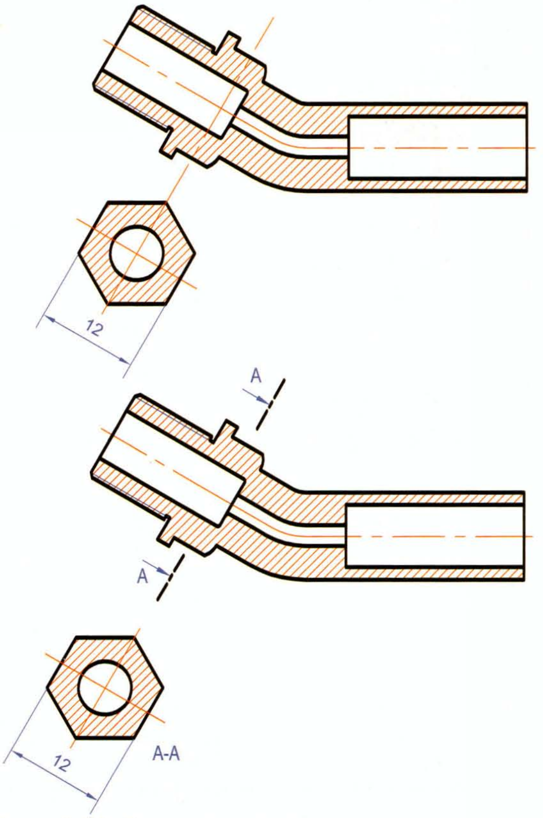


Figura 9.70. Secciones abatidas desplazadas.

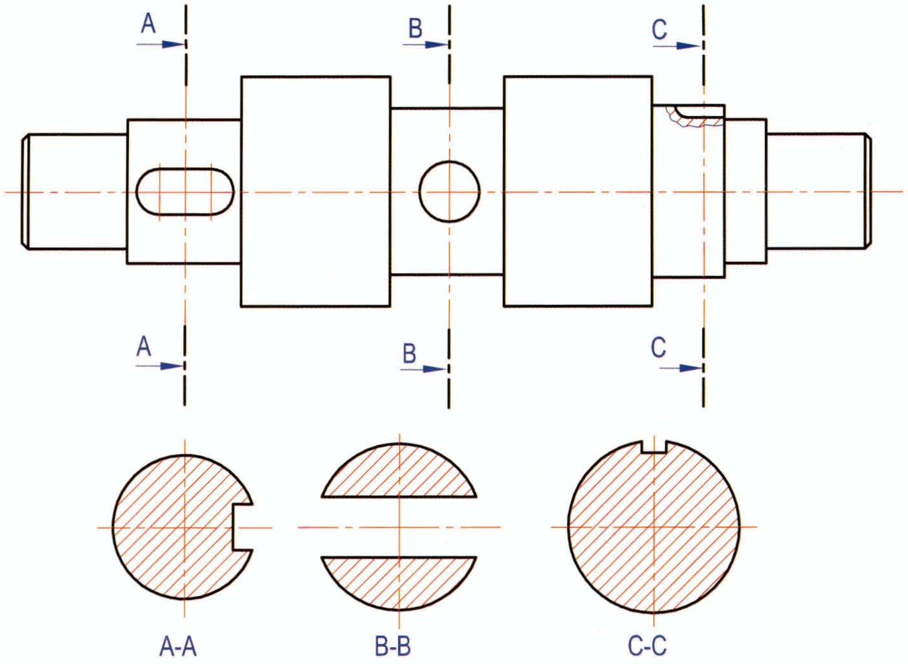


FIGURA 9.71. EJEMPLOS DE SECCIONES SUCESIVAS. LAS SECCIONES SE HAN DESPLAZADO Y SE IDENTIFICAN CON LETRAS Y FLECHAS.

Si la sección está desplazada, se puede situar de dos formas:

- Se sitúa unida a la pieza por medio de una línea de centros; el contorno se representa con línea gruesa y se raya (figura 9.70A).
- Se pueden situar también en cualquier zona del plano siempre y cuando se identifique la sección mediante letras y flechas que indiquen el punto de vista (figura 9.70B).

Un caso particular de este tipo de secciones son las *secciones sucesivas*. Éstas son frecuentes en piezas que sufren cambios de sección, ya sea de forma o de tamaño, y se pueden representar de cualquiera de las formas indicadas en las figuras 9.71 y 9.72.

Cuando sea necesario es posible girar las secciones (figura 9.73) indicándolo de acuerdo con lo visto en el apartado 9.3.1.

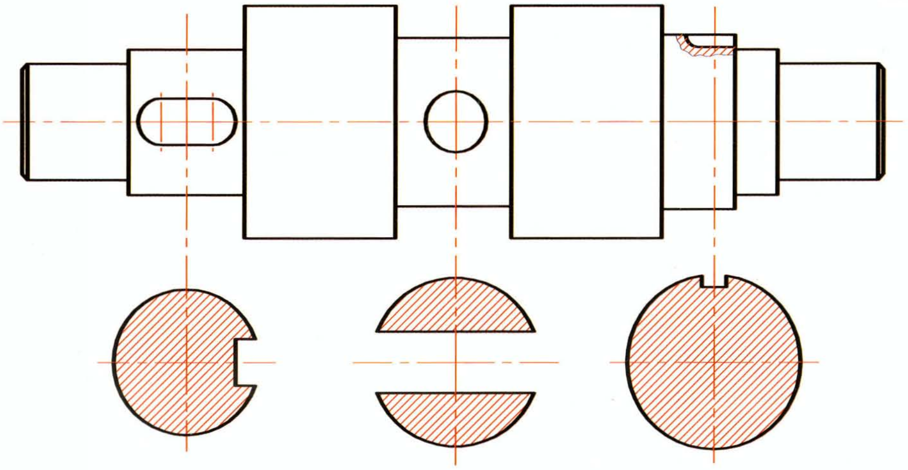


FIGURA 9.72. EJEMPLOS DE SECCIONES SUCESIVAS. LAS SECCIONES SE UNEN A LA PIEZA POR MEDIO DE LÍNEAS DE TRAZO Y PUNTO.

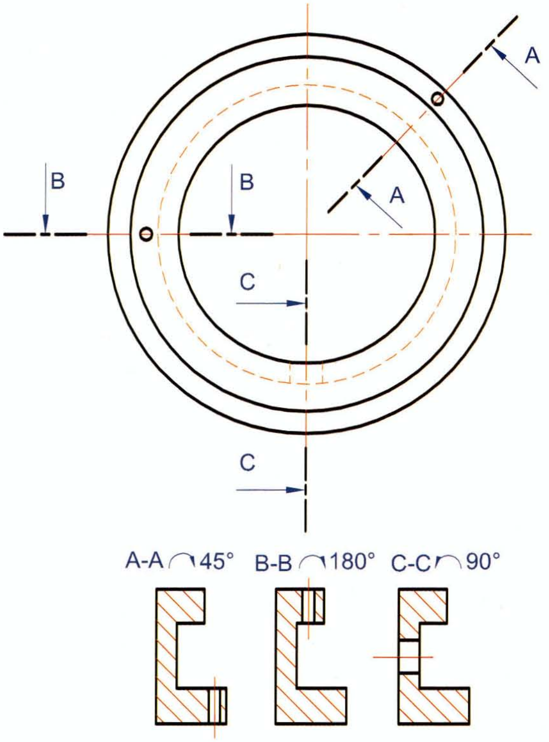


FIGURA 9.73. SECCIONES RECTIFICADAS.

La principal diferencia entre las secciones abatidas in situ (figura 9.69) y las desplazadas es que las últimas permiten acotar sobre ellas, mientras que las primeras sirven para ver las formas de la pieza (figura 9.74).

9.4.9. VISTAS LOCALES

Cuando el dibujo es simétrico (y siempre que no exista confusión), se puede realizar un tipo de vista denominada *vista local*. Este tipo de vista consiste en la proyección según el sistema americano de una parte específica y determinada de la pieza. La vista se dibuja con línea continua gruesa y queda unida al cuerpo principal de la pieza por medio de una línea de trazos y puntos. Esta vista es especialmente útil cuando existen en la pieza elementos aislados que tengan que ser definidos y que no necesiten la ejecución de una vista completa para su determinación. En la figura 9.75 se muestran algunos ejemplos.

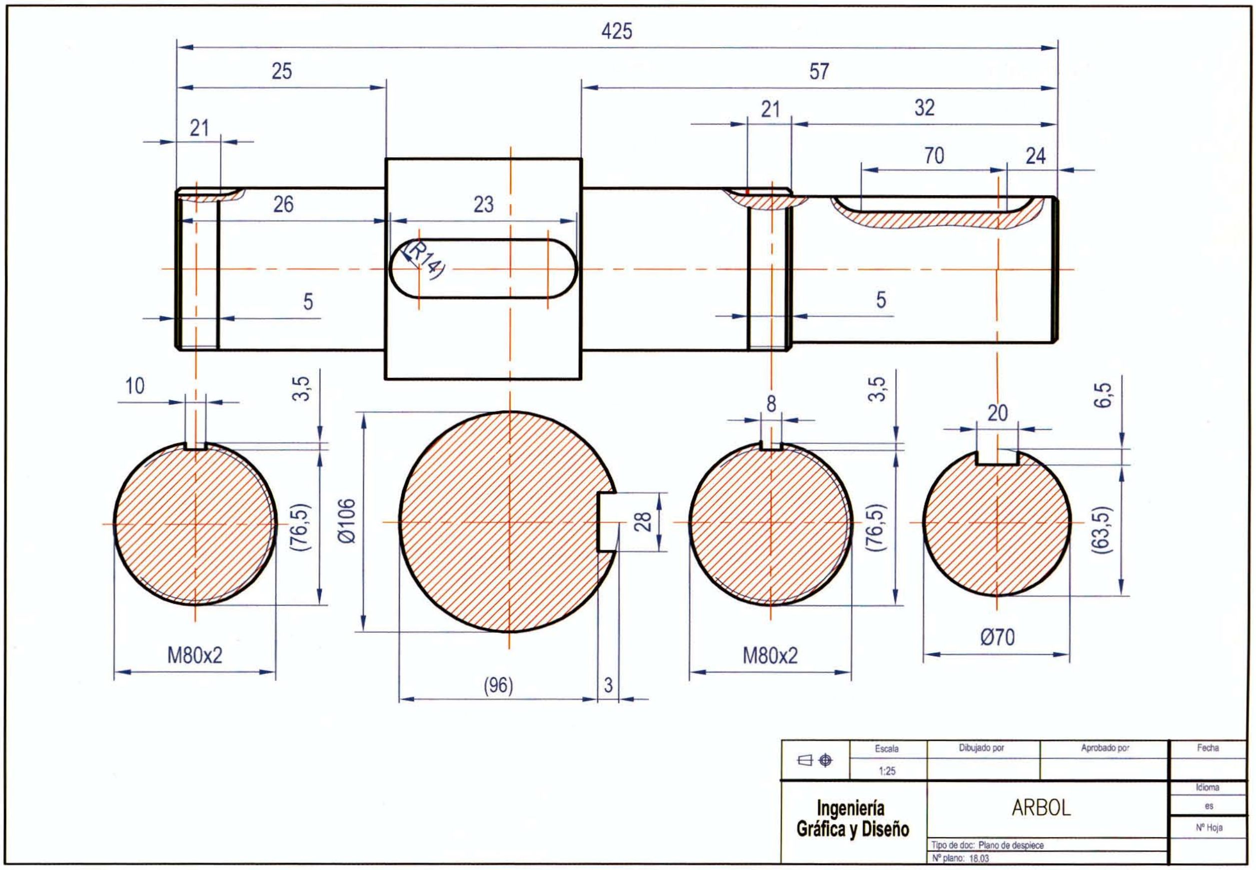


FIGURA 9.74. ACOTACIÓN SOBRE SECCIONES ABATIDAS Y DESPLAZADAS.

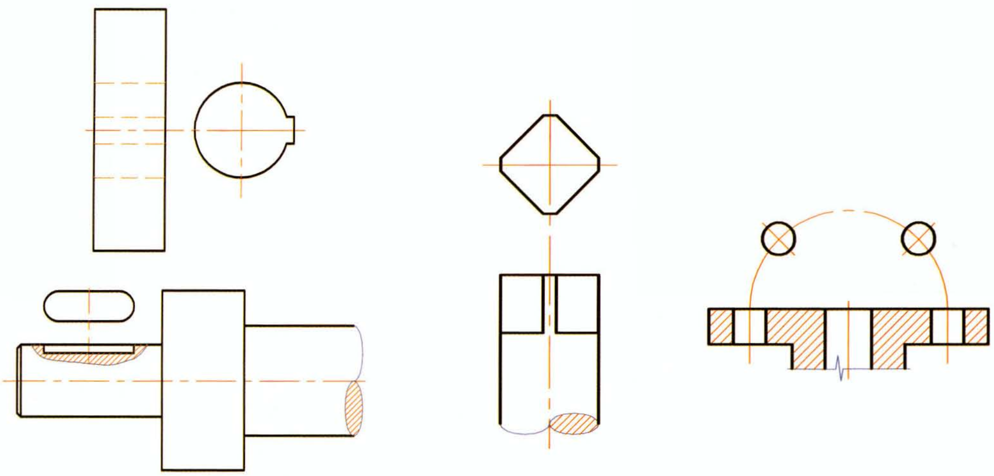


Figura 9.75. Ejemplos de vistas locales.

9.4.10. Piezas con dos o más vistas idénticas

Cuando existen vistas iguales en la misma pieza no es necesario dibujarlas todas. Basta con identificar con una flecha y una letra o combinando letra y número las vistas que se repiten. Se debe dibujar esta vista acompañada de todas letras identificativas separadas por una coma, como en los ejemplos de la figura 9.76.

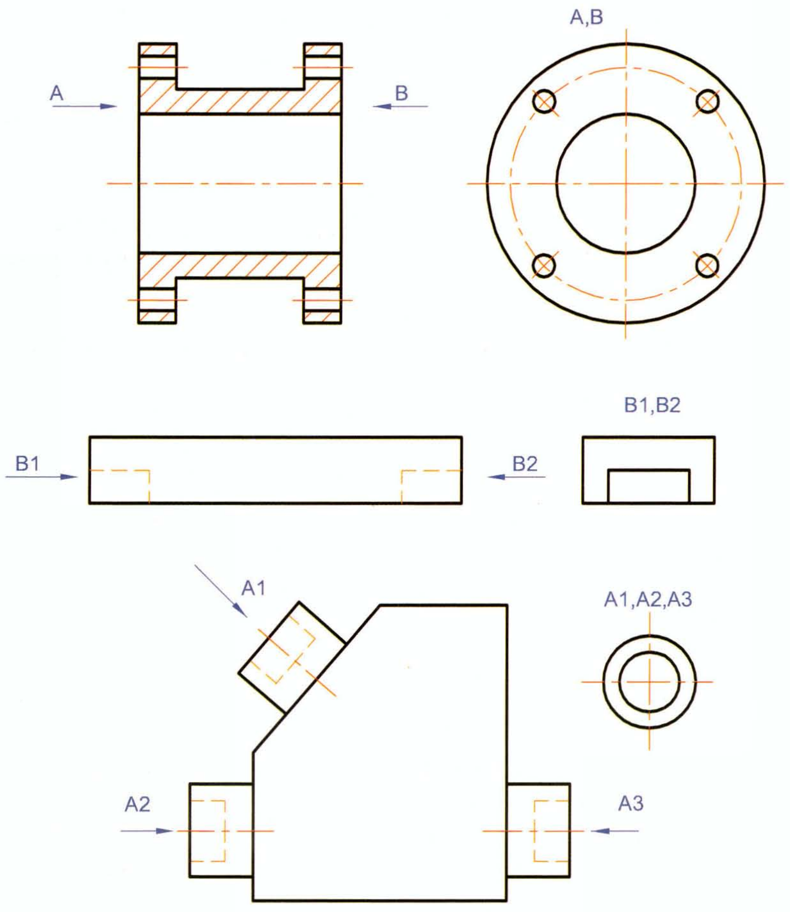


Figura 9.76. Piezas con vistas iguales.

9.4.11. Piezas especulares

En ocasiones existen piezas que son la imagen especular de otra, como se aprecia en las piezas 1 y 2 del conjunto de la figura 9.77.

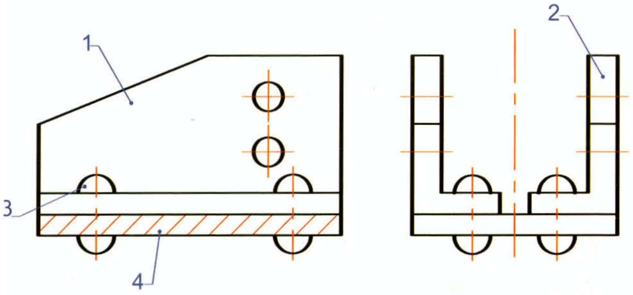


Figura 9.77. Conjunto que contiene dos piezas especulares.

Con el fin de no dibujar otro plano es posible indicar con un texto cercano al cuadro de rotulación que "la pieza [n.º de marca] es especular al dibujo". Un ejemplo referente al conjunto anterior se ofrece en la figura 9.78.

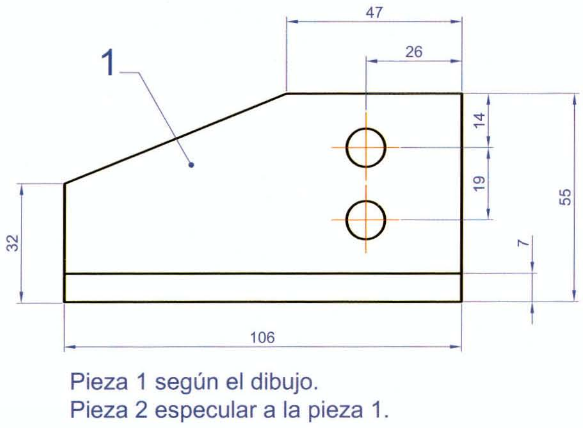


Figura 9.78. Piezas especulares.

9.4.12. Indicación de la orientación de las fibras

Cuando es necesario indicar la orientación de las fibras o hilos en piezas (ya que normalmente influye en las propiedades mecánicas de la pieza), ésta se señala sobre el dibujo de la misma mediante una doble flecha que indique su dirección (figura 9.79).

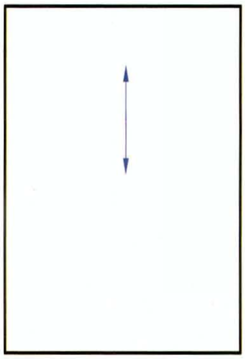


Figura 9.79. Indicación de la dirección de las fibras.

Piezas fabricadas por la unión de elementos iguales se dibujan como si fueran de un único material, aunque se puede representar con línea continua fina la disposición de los elementos que la forman (figura 9.80).

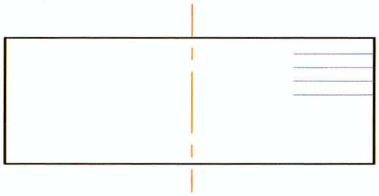


Figura 9.80. Piezas formadas por elementos iguales.

9.5. Simplificación de intersecciones

Las líneas que representan las intersecciones siguen el mismo criterio de representación que cualquier tipo de arista o contorno correspondiente a una pieza. Si está visto, la línea será continua gruesa, y si está oculto se utilizará una línea de trazos fina (figura 9.81).

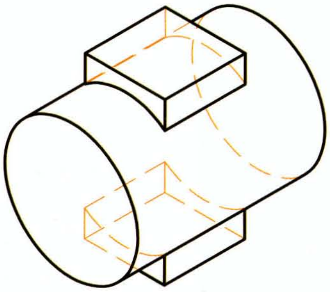


Figura 9.81. Pieza con sus intersecciones.

Además, se permite realizar unas simplificaciones si las intersecciones tienen lugar entre los siguientes cuerpos:

- *Cilindro-cilindro:* las curvas de intersección se aproximan a líneas rectas (figuras 9.82 y 9.83).
- *Cilindro-prisma rectangular:* la curva de intersección se desplaza hasta el contorno del elemento de mayor tamaño (figura 9.84).

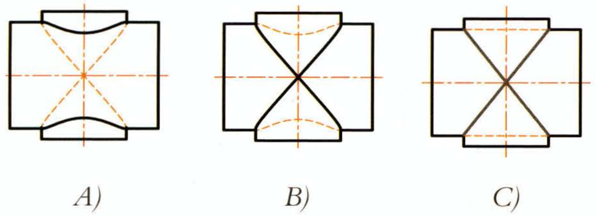


FIGURA 9.82. REPRESENTACIÓN DE DOS CILINDROS QUE INTERSECTAN. *A)* VISTO DESDE ATRÁS. *B)* VISTO DESDE DELANTE. *C)* REPRESENTACIÓN SIMPLIFICADA.

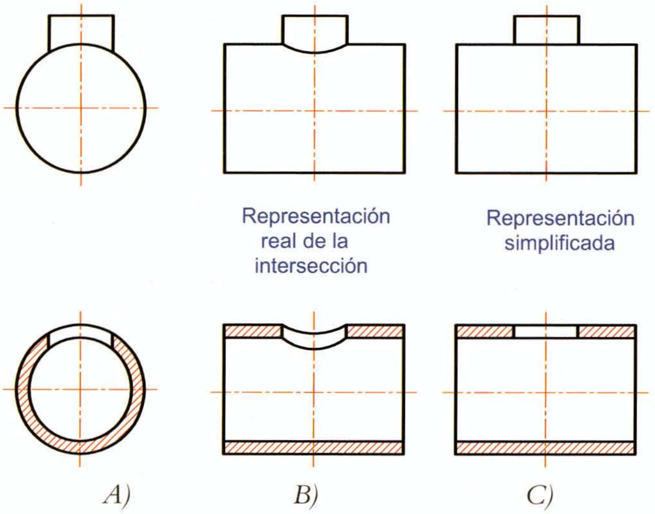


FIGURA 9.83. INTERSECCIONES ENTRE CILINDRO Y CILINDRO. *A)* VISTA FRONTAL. *B)* REPRESENTACIÓN REAL. *C)* REPRESENTACIÓN SIMPLIFICADA.

La simplificación no se realizará si existe ambigüedad en la comprensión del dibujo.

Las líneas que proceden de intersecciones suavizadas por medio de radios de acuerdo o chaflanes se denominan *aristas ficticias,* y se representan con líneas finas continuas de tal forma que éstas no lleguen a los contornos (figura 9.85).

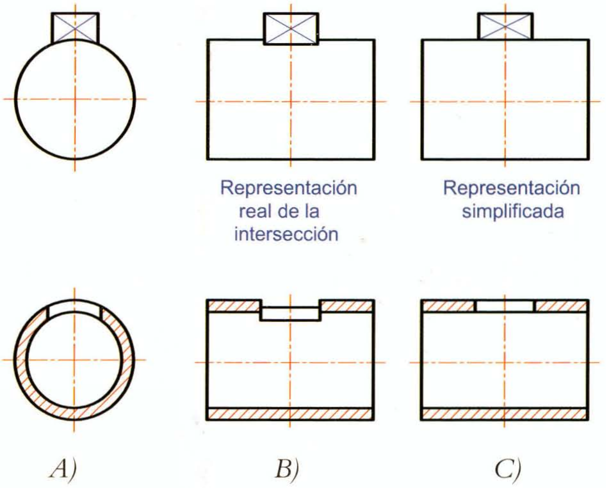


FIGURA 9.84. INTERSECCIONES ENTRE CILINDRO Y PRISMA. *A)* VISTA FRONTAL. *B)* REPRESENTACIÓN REAL. *C)* REPRESENTACIÓN SIMPLIFICADA.

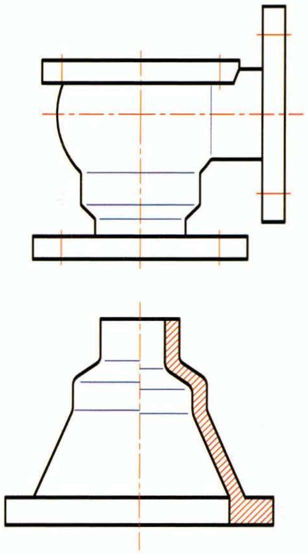


FIGURA 9.85. REPRESENTACIÓN DE ARISTAS FICTICIAS.

9.6. OTRAS INDICACIONES EN PIEZAS

Para indicar sin vista o corte suplementario las caras laterales de un paralelepípedo o de un tronco de pirámide, se pueden trazar las diagonales de estas superficies con una línea llena fina (figura 9.86).

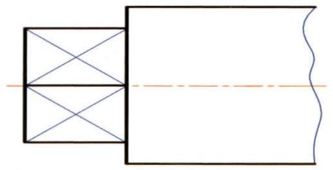


FIGURA 9.86. LAS LÍNEAS CRUZADAS QUIEREN DECIR QUE LA CARA ES PLANA.

Este mismo método sirve para representar huecos o aberturas siempre y cuando no exista ninguna otra vista aclaratoria (figura 9.87).

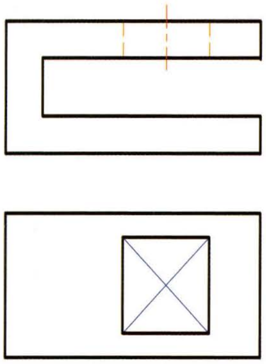


FIGURA 9.87. REPRESENTACIÓN DE ABERTURAS O HUECOS.

Si hay que dibujar partes que se encuentren situadas por encima del plano de corte, éstas se indican por medio de una línea fina de trazo y dos puntos (figura 9.88).

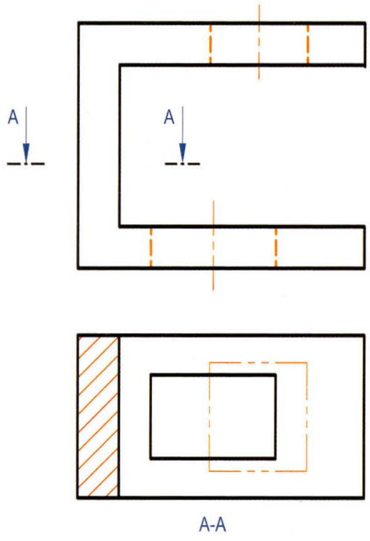


FIGURA 9.88. REPRESENTACIÓN DE PARTES HUECAS SITUADAS POR ENCIMA DEL PLANO DE CORTE.

9.6.1. PIEZAS SIMÉTRICAS

Se puede simplificar la representación de las piezas simétricas dibujando sólo la mitad (pieza con un plano de simetría) (figura 9.89) o un cuarto de la pieza (pieza con dos planos de simetría, figura 9.90). La traza del plano de simetría que limita la representación lleva en el extremo dos trazos paralelos, perpendiculares a la traza en línea fina (figura 9.89A). Estos trazos pueden omitirse si se prolongan los contornos y aristas del cuerpo ligeramente respecto del eje de simetría (figura 9.89B).

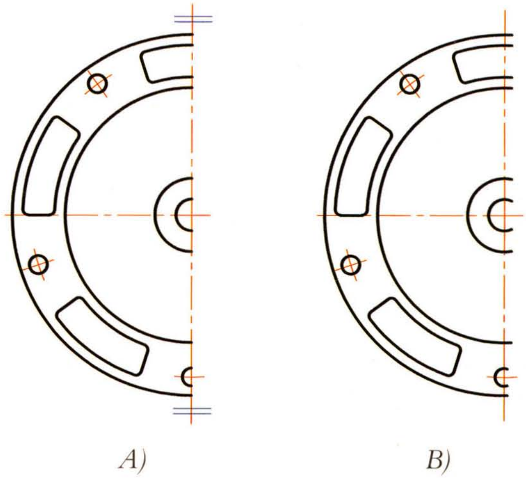


FIGURA 9.89. REPRESENTACIÓN DE PIEZAS SIMÉTRICAS. LA SIMETRÍA QUEDA INDICADA POR *A)* DOS TRAZOS PARALELOS ENTRE SÍ Y PERPENDICULARES AL EJE DE SIMETRÍA Y *B)* PROLONGANDO LIGERAMENTE LOS CONTORNOS DE LA PIEZA SOBRE EL EJE DE SIMETRÍA.

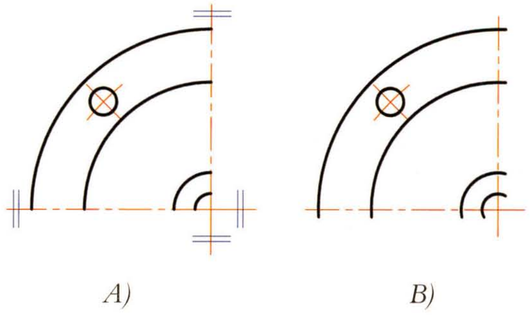


FIGURA 9.90. REPRESENTACIÓN DE PIEZAS CON DOS PLANOS DE SIMETRÍA. LA SIMETRÍA QUEDA INDICADA POR *A)* DOS TRAZOS PARALELOS ENTRE SÍ Y PERPENDICULARES AL EJE DE SIMETRÍA Y *B)* PROLONGANDO LIGERAMENTE LOS CONTORNOS DE LA PIEZA SOBRE EL EJE DE SIMETRÍA.

Se puede simplificar la representación de los elementos simétricos que se repiten dibujándolos según se observa en las figuras 9.91A y 9.91B con línea de trazo y punto, indicando la posición de cada uno de los elementos que se repite. En cualquier caso, el número y la forma de los elementos repetidos debe especificarse mediante la acotación o una nota si no queda suficientemente claro.

Para elementos no simétricos (figura 9.91C) se representará el área barrida por los elementos no dibujados por medio de una línea continua fina.

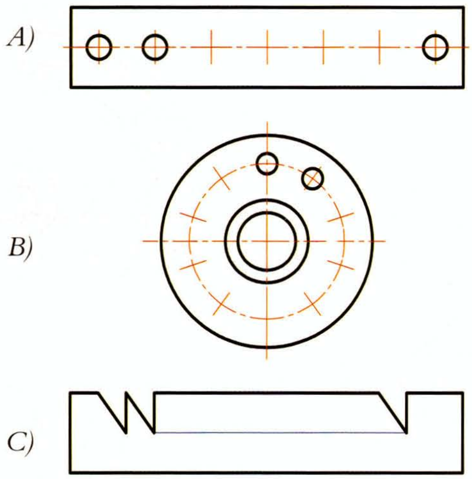


FIGURA 9.91. SIMPLIFICACIÓN EN LA REPRESENTACIÓN DE ELEMENTOS QUE SE REPITEN.

9.6.2. DETALLES

Cuando en un dibujo, a pesar de la escala utilizada, existen elementos que no quedan bien determinados debido a su pequeño tamaño, o bien no es posible colocar las cotas que los definan, se recurre a dibujar un *detalle.* El detalle es una representación ampliada a escala conocida de la zona de pequeño tamaño. Se define en la pieza rodeando con un área o un círculo, trazado en línea fina continua, la zona que se desea ampliar, e identificándolo con una letra. La zona interior del círculo o del área se dibuja en cualquier lugar de la hoja con una leyenda referente a la letra identificativa del detalle y el valor utilizado de la escala de ampliación entre paréntesis. En la figura 9.92 se puede observar la ejecución del detalle de una pieza. Sobre el detalle se puede incluir la acotación que en el dibujo principal no era posible debido a su tamaño reducido.

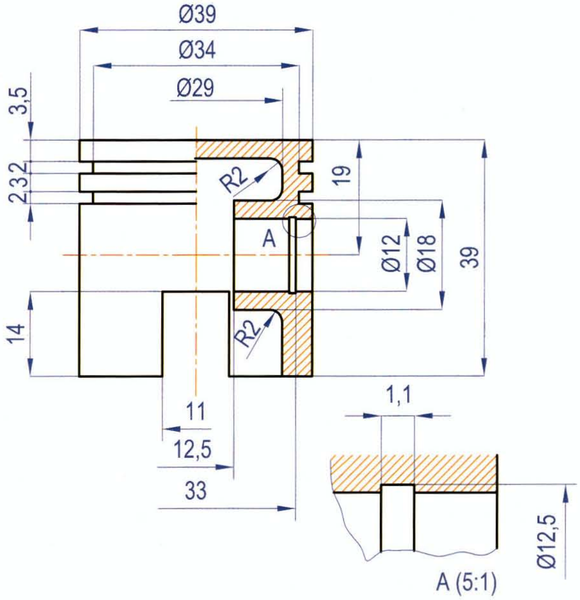


FIGURA 9.92. PIEZA CON DETALLES.

Cuando los elementos son muy pequeños se puede simplificar su trazado en el dibujo principal. Éstos quedarán bien definidos cuando se dibuje el detalle correspondiente (figura 9.93).

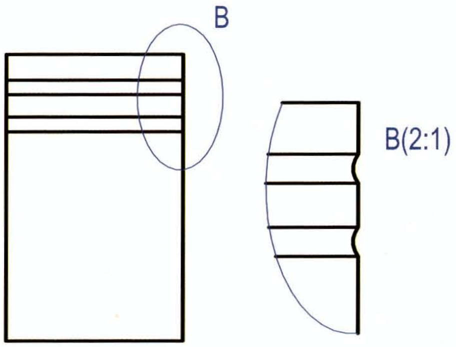


FIGURA 9.93. UTILIZACIÓN DE DETALLES.

9.6.3. LÍNEAS DE PLEGADO

Las líneas de plegado en el dibujo del desarrollo de una pieza deben realizarse con una línea fina continua de acuerdo con la figura 9.94.

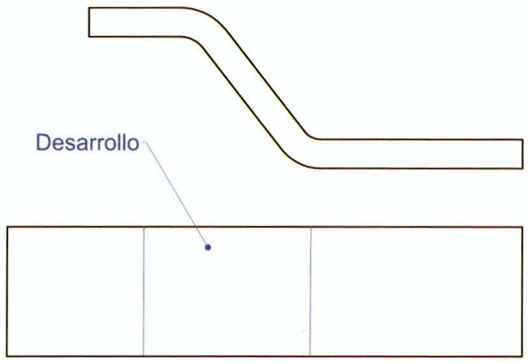


FIGURA 9.94. REPRESENTACIÓN DE LAS LÍNEAS DE PLEGADO SOBRE EL DESARROLLO DE LA PIEZA.

9.6.4. OBJETOS TRANSPARENTES

Los objetos transparentes se dibujan como si fueran opacos, y por lo tanto sus aristas vistas se dibujarán con una línea continua gruesa, impidiendo la visión de lo que haya detrás o en su interior (figura 9.95). Al igual que con cualquier otra pieza se puede utilizar cualquiera de las opciones de representación explicadas anteriormente.

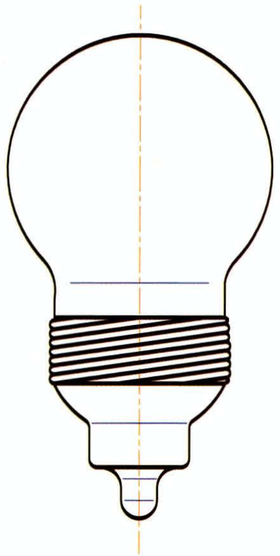


FIGURA 9.95. DIBUJO DE UNA PIEZA TRANSPARENTE: BOMBILLA.

Sin embargo, en ocasiones, dentro de planos de conjunto pueden representarse piezas que se encuentren detrás, como en el caso de la figura 9.96, donde el cristal del reloj resulta transparente en el alzado.

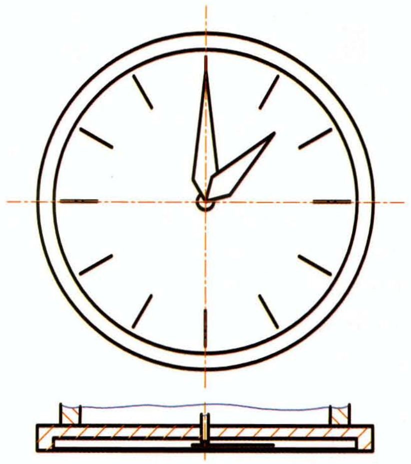


FIGURA 9.96. DIBUJO DE UN RELOJ DONDE EL CRISTAL SE REPRESENTA TRANSPARENTE EN EL ALZADO.

9.6.5. PIEZAS INCLINADAS REDONDEADAS

Los redondeos habitualmente no se representan en el dibujo, ya que existe continuidad de superficie. Sin embargo, en piezas con conos, o en el caso de superficies inclinadas que estén redondeadas se debe dibujar la arista correspondiente a la proyección de la zona de menor dimensión como una línea continua gruesa (figura 9.97).

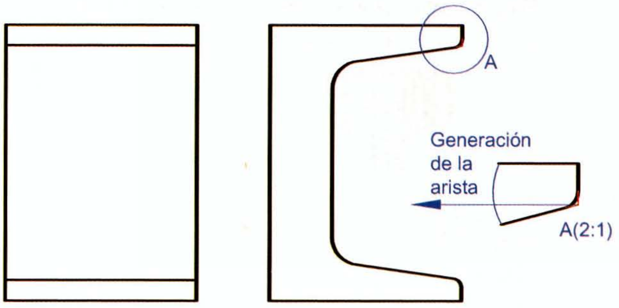


FIGURA 9.97. DIBUJO DE ARISTAS REDONDEADAS EN PLANOS INCLINADOS.

Si la superficie de una pieza o de una parte de ésta es objeto de especificaciones particulares (tratamientos superficiales, tratamientos térmicos, etc.), se debe indicar con una línea gruesa de trazo y punto que rodee la superficie que requiera dicha indicación particular (figura 9.98). Esta línea se colocará por el exterior del contorno de la pieza y ligeramente separada de éste.

FIGURA 9.98. SUPERFICIES QUE SON OBJETO DE ESPECIFICACIONES PARTICULARES.

Las indicaciones de acabados especiales, como moleteados, estriados, etc., se pueden realizar completamente o parcialmente sobre la superficie afectada (figura 9.99).

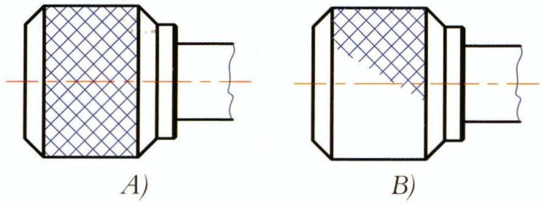


FIGURA 9.99. REPRESENTACIÓN DE ACABADOS, *A)* SOBRE TODA LA SUPERFICIE Y *B)* DE FORMA PARCIAL.

El contorno primitivo de una pieza antes de su conformación se representa con una línea fina de trazo y dos puntos, según se muestra en la figura 9.100.

Para representar partes contiguas o una pieza adyacente se utilizará la línea fina de trazo y dos puntos (figura 9.101). La pieza adyacente no debe ocultar a la pieza principal, aunque la principal sí puede ocultar a la adyacente. Las piezas adyacentes no se rayan en los cortes (figura 9.101).

Las líneas que indican posiciones de centros de gravedad serán finas de trazo y dos puntos, según se muestra en la figura 9.102.

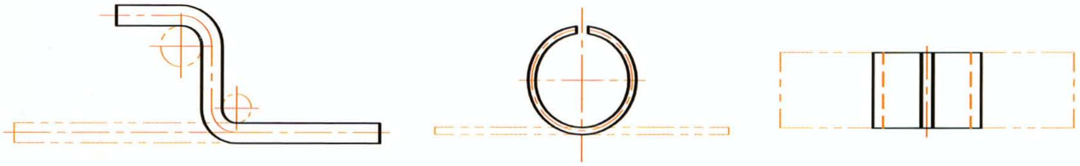


FIGURA 9.100. CONTORNO PRIMITIVO DE UN OBJETO.

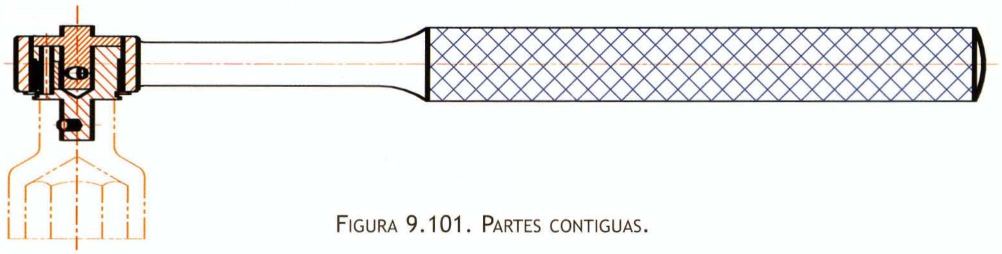


FIGURA 9.101. PARTES CONTIGUAS.

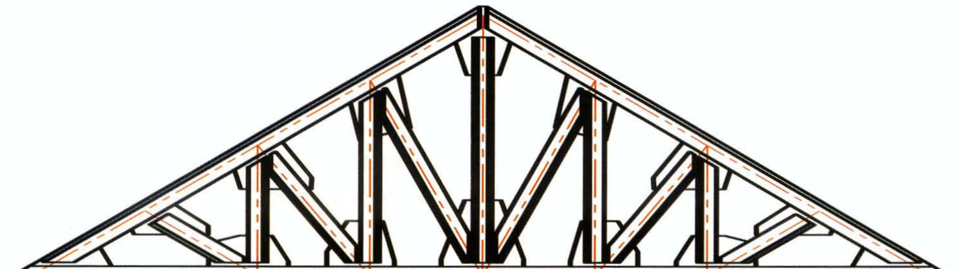


FIGURA 9.102. LÍNEAS DE CENTROS DE GRAVEDAD.

Puede indicarse también mediante línea fina de trazo y dos puntos la posición de herramientas para referencia (figura 9.103).

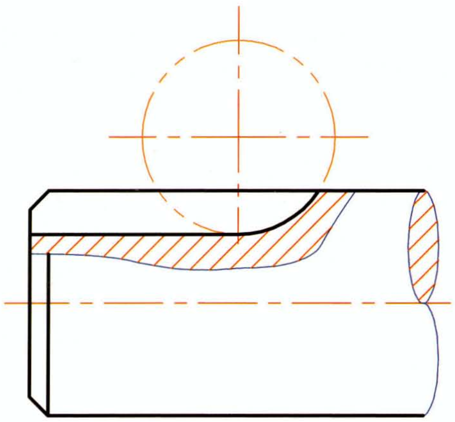


FIGURA 9.103. LÍNEAS QUE MARCAN LA POSICIÓN DE HERRAMIENTAS PARA REFERENCIA.

9.6.6. PARTES MÓVILES

En los dibujos de conjunto es posible representar las posiciones límite de piezas móviles por medio de una línea fina de trazo y doble punto, como se ve en la figura 9.104.

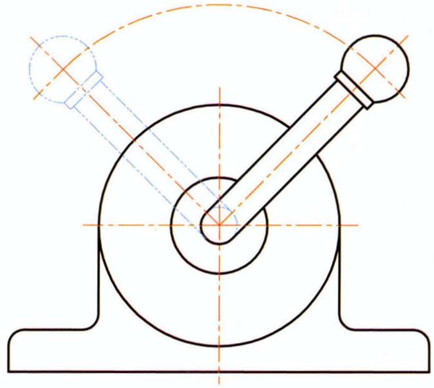
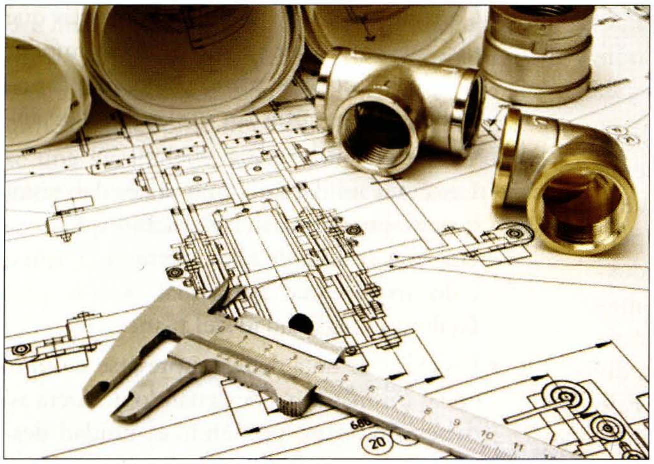


FIGURA 9.104. REPRESENTACIÓN DE PARTES MÓVILES.

9.7. NORMAS DE APLICACIÓN

Norma	Título
UNE-EN ISO 128-20:2002.	Dibujos técnicos. Principios generales de representación. Parte 20: Convenciones generales para las líneas (ISO 128-20:1996).
ISO 128-30:2001.	Technical drawings. General principles of presentation. Part 30: Basic conventions for views.
ISO 128-40:2001.	Technical drawings. General principles of presentation. Part 30: Basic conventions for cuts and sections.
ISO 128-44:2001.	Technical drawings. General principles of presentation. Part 30: Sections on mechanical engineering drawings.
ISO 128-50:2001.	Technical drawings. General principles of presentation. Part 30: Basic conventions for representing areas on cuts and sections.



10

Acotación

Introducción

Los planos son documentos generados en la oficina técnica, correspondientes a objetos susceptibles de fabricación o modificación de su diseño. Éstos pueden ser piezas mecánicas (planos de ingeniería mecánica), edificios u obra civil (planos de arquitectura y construcción), movimientos de terrenos (planos de ingeniería civil), esquemas eléctricos, electrónicos, instalaciones, etc.

Los planos deben ser claros y precisos para que en el taller o en la oficina técnica se pueda determinar una pieza correctamente, sin necesidad de operaciones aritméticas intermedias o aclaraciones posteriores.

En los dibujos técnicos deben figurar todos los datos necesarios para la fabricación y posible verificación del elemento, además de cualquier otra información necesaria. El objetivo final del plano es la construcción de un objeto que en él aparece representado (una pieza mecánica, una vivienda, un barco, etc.) por lo que esta información debe ser clara y, sobre todo, completa.

Por otra parte, los dibujos no van a ser utilizados siempre por el diseñador que los ejecuta, sino que habrá otras personas que los deben interpretar, entender y comprender. Por este motivo se debe definir correctamente el plano. Para ello, el diseñador cuenta con dos elementos fundamentales: las vistas que definen el cuerpo y que dan la información geométrica del mismo, y las cotas, que proporcionan su información dimensional. Nunca debe dejarse una dimensión sin especificar ni deducirse midiendo directamente y aplicando la escala del plano.

En este capítulo se introducen las reglas y la metodología de acotación que hay que seguir para confeccionar correctamente un plano.

En primer lugar se establecen los principios generales de acotación, que comprenden la definición de cota, los elementos que la componen, tipos de cotas y disposición de las mismas en el plano. Se indica también cómo se definen elementos simples como círculos, arcos, esferas, cuadrados, etc.

Seguidamente se introduce cómo se debe sistematizar el proceso de acotación para elegir las cotas que mejor definen una pieza. Esto permite evitar repetición o ausencia de cotas, y además posibilita la obtención del conjunto de piezas que definen unívocamente la pieza. Se indica cómo se acotan los diferentes elementos simples que componen una pieza, denominados primitivas, y cómo se deben establecer las cotas que sitúan estas primitivas unas respecto de otras.

El capítulo termina indicando los criterios de acotación que vienen condicionados por la fabricación de la pieza.

10.1. Principios generales de acotación

Para poder fabricar un elemento es necesario indicar sus medidas mediante cifras. Éstas serán claras y no deberán dar lugar a dudas, ya que si no, conducirán a errores y conllevarán una pérdida de tiempo y dinero en el proceso industrial de fabricación. El proceso de situar las medidas de la pieza sobre el plano se denomina *acotación,* y los elementos que reflejan las medidas reales de la pieza se denominan *cotas*. Este proceso sigue unas normas y unas recomendaciones para su mejor entendimiento, las cuales quedan reflejadas en las correspondientes normas de acotación de cada país. En España se recomienda adoptar la norma ISO 129.

Se establecen las siguientes definiciones:

- *Cota:* es el valor numérico, expresado en las unidades de medida apropiadas, que se representa en los dibujos técnicos mediante líneas, símbolos y anotaciones. La cota *representa la magnitud real de un elemento y es independiente de la escala a la que esté representado el dibujo.*
- *Cota funcional:* cota que tiene una importancia esencial en la función o funciones asignadas a una pieza.
- *Cota no funcional:* cota que no es esencial en la función o funciones de una pieza.
- *Cota auxiliar:* cota dada para información solamente. No desempeña ningún papel decisivo en la fabricación ni en la verificación de la pieza. Las cotas auxiliares se dan entre paréntesis y no llevan nunca tolerancias.
- *Elemento:* parte característica de una pieza, como una superficie plana, una superficie cilíndrica, dos superficies paralelas, etcétera.
- *Producto terminado:* pieza lista para montaje o para la puesta en servicio.

Como normas generales, a la hora de acotar un plano se debe tener en cuenta lo siguiente:

- En el plano deben figurar toda la información dimensional necesaria para definir clara y completamente la pieza.
- Cada elemento no se debe acotar más que una sola vez. La repetición de cotas empeora la legibilidad del plano y aumenta la posibilidad de confusión y el riesgo de incompatibilidad en la acotación.
- Las cotas se deben situar sobre las vistas que mejor definan el elemento que acotan. Las cotas de un elemento deben colocarse lo más agrupadas posible para facilitar la legibilidad del plano.
- Las cifras de cota deben expresarse siempre en las mismas unidades, cuando no fuera así deberá indicarse poniendo la unidad después de la cifra (p. ej., 13 km o 4 μm). En el dibujo mecánico la unidad utilizada es el *milímetro;* por lo tanto, ésta es la unidad que se leerá en estos planos por defecto. En el dibujo topográfico la unidad utilizada es el metro e incluso el kilómetro, debido a las grandes extensiones que manejan. Si se utilizan por defecto unidades distintas del milímetro, éstas se deben especificar en el cuadro de rotulación del plano.
- No se deben colocar más cotas que las estrictamente necesarias para definir un diseño. No obstante, se pueden presentar excepciones y, cuando sea necesario, dar cotas relativas a estados intermedios de fabricación o colocar cotas auxiliares.
- No se deben especificar los métodos de fabricación ni de control a menos que sean indispensables para el buen funcionamiento o la intercambiabilidad de la pieza.
- Las cotas funcionales se escribirán para su lectura directa del plano, y no se obtendrán nunca por deducción a partir de otras cotas.
- Las cotas no funcionales se elegirán de la forma más conveniente para la fabricación o para la verificación.

10.2. Disposición de las cotas

En general, una *cota* (figura 10.1) está formada por la combinación de una cifra y/o letras y/o símbolos dispuesta sobre una línea paralela a la magnitud acotada, denominada *línea de cota*. En los extremos, perpendicularmente a la línea de cota y sobrepasando ligeramente a ésta, existen

dos líneas que se apoyan en los extremos opuestos de la pieza y que definen la magnitud medida que se denominan *líneas auxiliares*. En algunos casos, como línea de cota puede utilizarse una *línea de referencia*. En los extremos de la línea de cota y al final de la línea de referencia se sitúa un elemento denominado *extremo,* que delimita claramente la magnitud acotada.

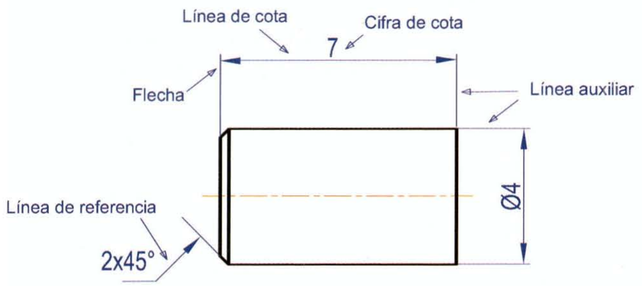


FIGURA 10.1. ELEMENTOS DE UNA COTA.

Las líneas de cota, las auxiliares y las de referencia se deben representar con línea fina y continua.

Las líneas auxiliares de cota se prolongan ligeramente de la intersección con la línea de cota (1 o 2 mm).

Algunas veces, según cuál sea la disposición de cotas en el dibujo, puede que no se presente alguno de los elementos anteriormente citados, como las líneas auxiliares cuando la cota se sitúa dentro de la pieza y se utiliza como línea auxiliar alguna arista de la misma pieza (figura 10.2).

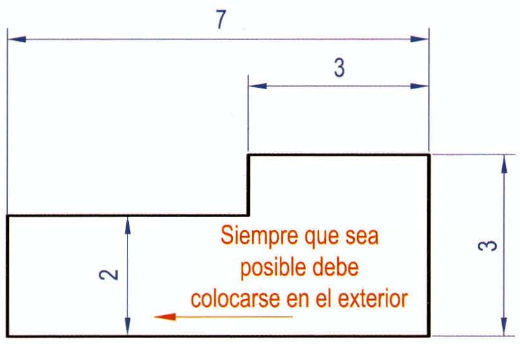


FIGURA 10.2. SUPRESIÓN DE LÍNEAS AUXILIARES DE COTA POR COINCIDENCIA CON ARISTAS.

Las líneas de cota son paralelas a la dimensión que se desea acotar, y las líneas auxiliares deben colocarse perpendicularmente al elemento acotado (figura 10.3).

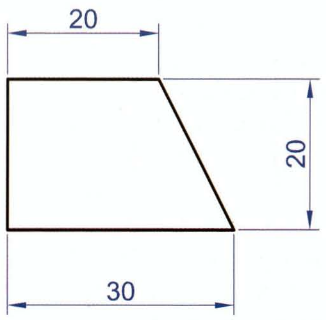


FIGURA 10.3. SITUACIÓN DE LAS COTAS, PARALELAS A LA MAGNITUD QUE SE VA A ACOTAR.

A veces, por ejemplo en un elemento cónico, las líneas auxiliares de cota (nunca la línea de cota) pueden situarse oblicuamente. En este caso, con objeto de mejorar la claridad del dibujo, las líneas auxiliares podrán abandonar su perpendicularidad e inclinarse ligeramente (aproximadamente 30º), manteniéndose la línea de cota paralela a la dimensión acotada (figura 10.4).

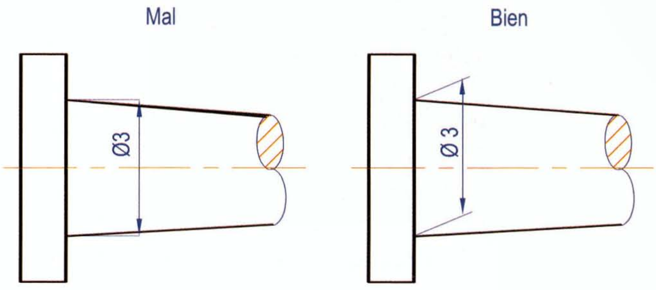


FIGURA 10.4. LÍNEAS AUXILIARES OBLICUAS.

Para distribuir y situar adecuadamente las cotas en el plano se deben seguir los siguientes criterios:

- Las cotas se deben situar al lado más próximo de la magnitud que acotan.
- En el caso de tener varias cotas situadas en el mismo lado de la pieza, éstas deben co-

locarse de una forma anidada, es decir, las que estén contenidas dentro de otras, más cerca de la pieza que las que las contienen (figura 10.5).

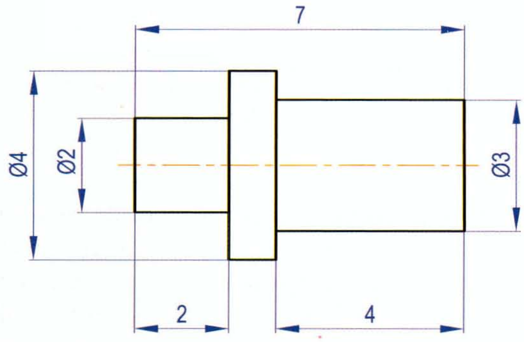


FIGURA 10.5. DISTRIBUCIÓN GENERAL DE LAS COTAS.

- La separación de la cota más cercana a la pieza debe ser un 50% mayor aproximadamente que la separación entre dos cotas anidadas, dependiendo del tamaño de la cifra de cota utilizado. Por ejemplo, si se utiliza un tamaño de letra de 3 mm, la separación de la primera cota a la pieza puede ser de 8 mm, y la separación entre cotas anidadas de 5 mm.

No se deben cometer los errores siguientes:

- Las cotas no deben situarse ni demasiado cerca ni demasiado lejos de la pieza (figura 10.6). La indicación que se ha dado anteriormente para valores de distancias es solamente orientativa. Quedan a criterio del dibujante las separaciones de cotas que se van a utilizar, aunque se debe mantener el criterio de separar más la primera cota de la pieza y mantener uniforme la separación entre cotas anidadas.

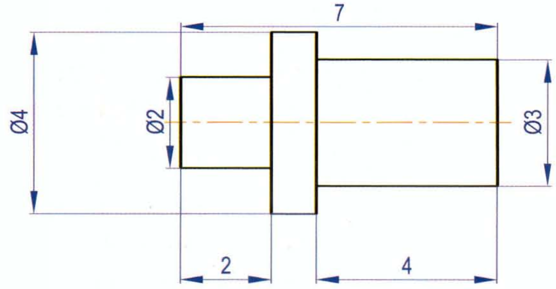


FIGURA 10.6. SITUACIÓN DE COTAS INCORRECTA.

- No debe colocarse nunca una línea de cota coincidiendo con una arista (figura 10.7).

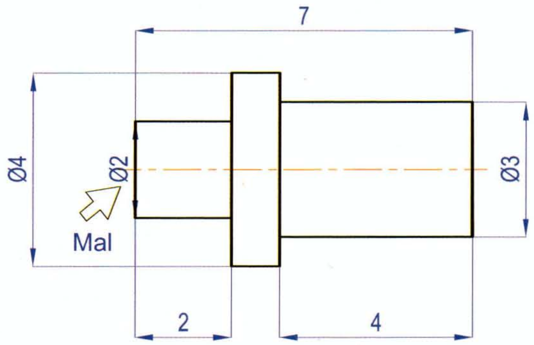


FIGURA 10.7. SITUACIÓN INCORRECTA DE LA COTA Ø2 POR COINCIDIR CON UNA ARISTA.

- De la misma forma, no debe colocarse una línea de cota en la prolongación de una arista (figura 10.8).

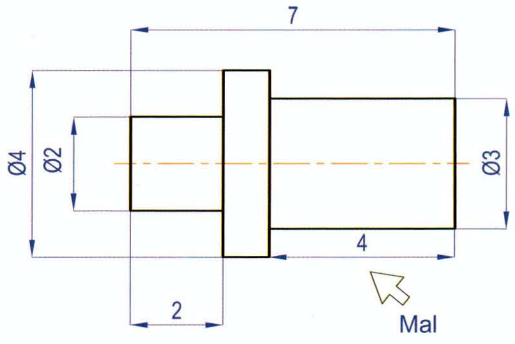


FIGURA 10.8. SITUACIÓN INCORRECTA DE LA COTA DE VALOR 4 POR ESTAR EN PROLONGACIÓN DE UNA ARISTA.

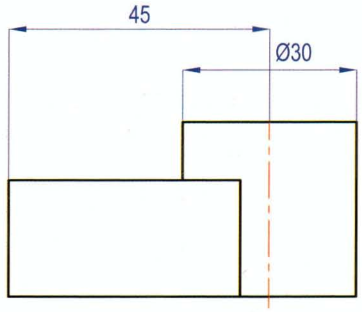


FIGURA 10.9. UTILIZACIÓN DE UNA LÍNEA DE EJE COMO AUXILIAR DE COTA.

- Los ejes o las aristas de una pieza pueden utilizarse como líneas auxiliares de cota (figura 10.9), pero nunca como líneas de cotas (figura 10.10).

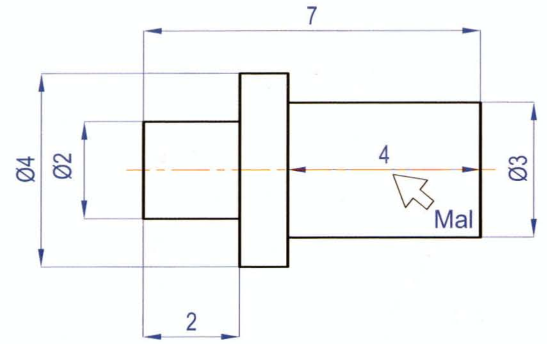


Figura 10.10. Situación incorrecta de la línea de cota por coincidir con la línea de ejes.

- Una línea de cota nunca puede estar unida a dos vistas distintas (figura 10.11). La línea de cota y, por lo tanto, las líneas auxiliares de cota, deberán situarse completamente en la vista que mejor defina el elemento que acota.

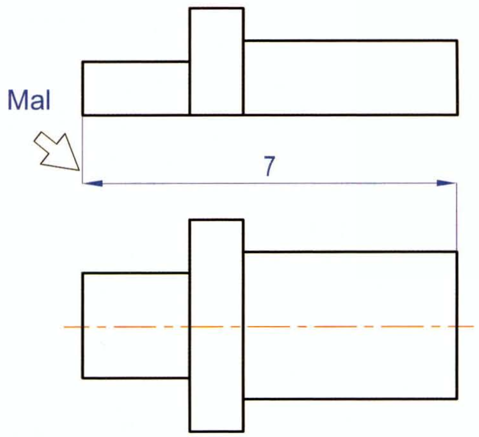


Figura 10.11. La línea de cota no puede unirse con las líneas auxiliares a dos vistas distintas.

- Como norma general, debe procurarse que las líneas de cota y las líneas auxiliares no se crucen con ninguna otra línea del dibujo (figura 10.12).

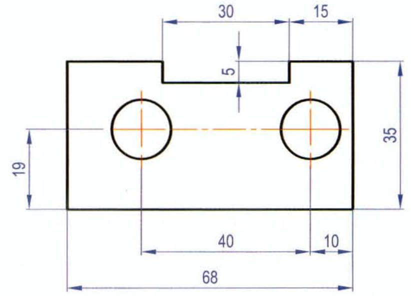


Figura 10.12. Debe procurarse que ni las líneas de cota ni las auxiliares se toquen.

- Es incorrecto cruzar una línea de cota con otra línea (figura 10.13) siempre que pueda evitarse. La mayoría de las veces se puede cambiar la distribución de las cotas en el dibujo.

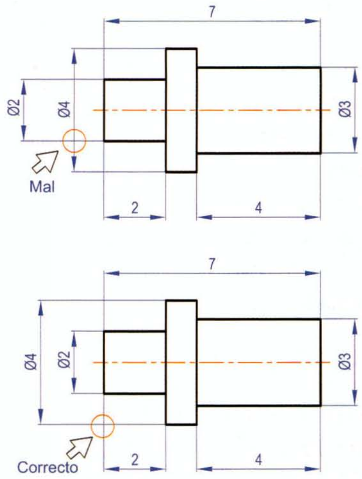


Figura 10.13. Cruce incorrecto de líneas de cota.

- Si por el propio dibujo es imposible evitar un cruce de líneas de cota, de líneas auxiliares de cota o de ambas entre sí, es preferible que se crucen las líneas auxiliares de cota (figura 10.14).

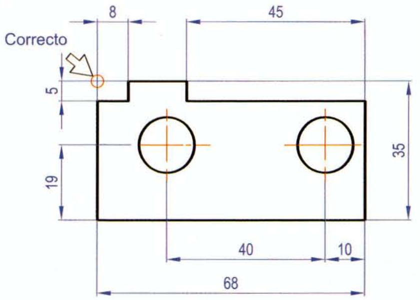


Figura 10.14. Cruce de líneas auxiliares de cota.

• No obstante, en algunos casos, es inevitable que se produzca el cruce de dos líneas de cota (figura 10.15). Si para evitar un cruce de líneas de cota es necesario dar una nueva vista, es preferible mantenerlo. En el caso de que resulte inevitable el cruce, no debe interrumpirse ninguna línea y se debe evitar igualmente que una línea atraviese la cifra de cota, desplazando ésta si es necesario.

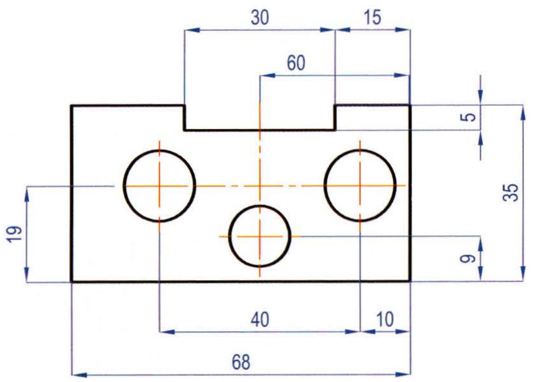


FIGURA 10.15. CRUCE INEVITABLE DE UNA LÍNEA DE COTA CON UNA AUXILIAR.

• Las líneas de cota no deben interrumpirse nunca, aunque se haya representado una vista interrumpida de la pieza (figura 10.16). En el caso de representar una vista interrumpida de una pieza, la cifra de cota debe corresponder al valor real de la magnitud que acota, no al representado.

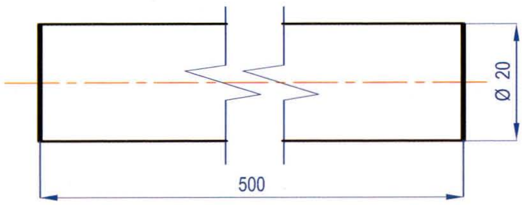


FIGURA 10.16. ACOTACIÓN DE VISTAS INTERRUMPIDAS.

Además, se seguirán las siguientes indicaciones:

• En el caso de aristas redondeadas o achaflanadas, las esquinas se prolongarán con líneas finas, siendo el punto de intersección la base de la línea auxiliar de cota (figura 10.17).

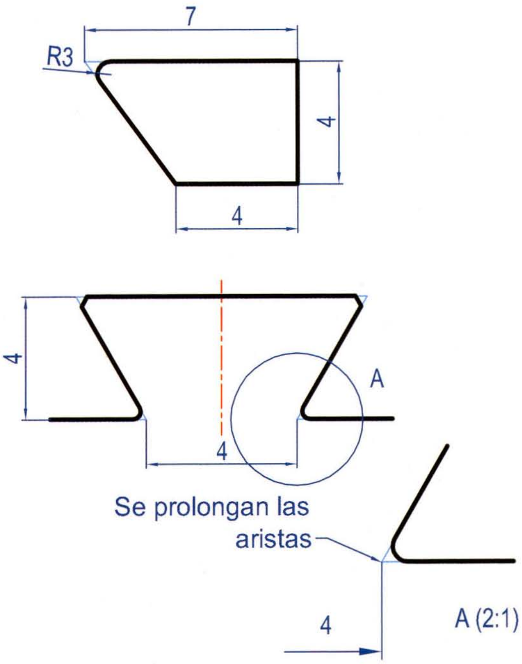


FIGURA 10.17. ACOTACIÓN DE ARISTAS REDONDEADAS Y ACHAFLANADAS.

• La línea de cota termina normalmente en cada extremo en un elemento que delimita claramente su final. Este elemento puede ser una punta de flecha o un trazo oblicuo. Se permite el uso de varios tipos de flecha, abiertas o cerradas y, en este caso, rellenas o no. El ángulo de la flecha puede ser cualquiera comprendido entre 15° y 90° (figura 10.18). El trazo oblicuo debe ser a 45°. El último símbolo representado, consistente en un círculo, se utiliza para especificar orígenes de coordenadas, según se verá posteriormente.

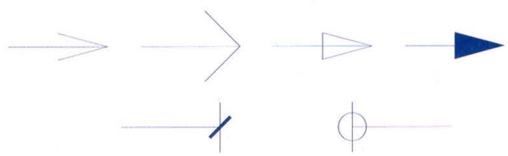


FIGURA 10.18. PUNTAS DE FLECHA, TRAZO OBLICUO Y SÍMBOLO DE ORIGEN DE COORDENADAS.

• El tamaño de los extremos de la línea de cota (flecha o trazo) debe ser proporcio-

nal al tamaño del dibujo. Se debe utilizar siempre el mismo tipo de punta de flecha dentro del mismo dibujo.

- Las cifras de cota deben poder leerse con facilidad. Su tamaño es también proporcional al tamaño de dibujo (figura 10.19). Un tamaño habitual es de 3,5 mm para formatos A4 y A3 y de 5 mm para formatos superiores.

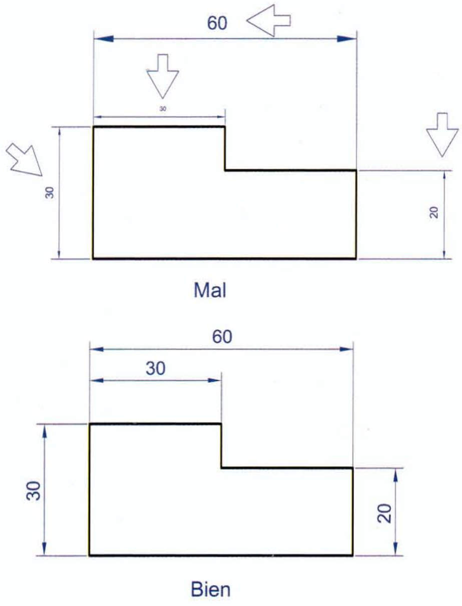


FIGURA 10.19. TAMAÑO DE CIFRAS DE COTA.

10.2.1. DISPOSICIÓN DE LAS CIFRAS

Las cifras de cota deben situarse paralelamente a la línea de cota, centradas y encima de ésta. Las cifras o letras que definen la cota deben disponerse de tal forma que se puedan leer de izquierda a derecha y de abajo arriba (figura 10.20).

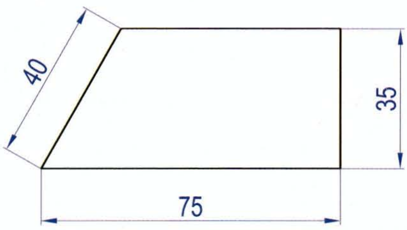


FIGURA 10.20. SITUACIÓN DE LAS CIFRAS DE COTA.

Las cotas que definen dimensiones oblicuas se posicionan de acuerdo con la figura 10.21.

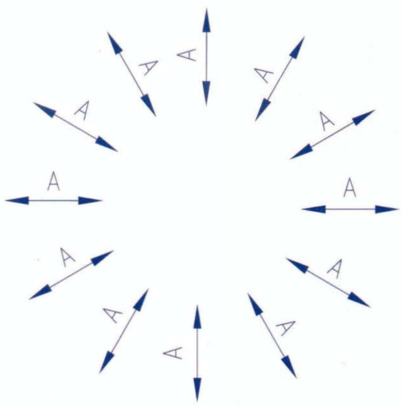


FIGURA 10.21. DISPOSICIÓN DE LAS CIFRAS DE COTA EN COTAS OBLICUAS.

Las cotas que definen magnitudes angulares se posicionan de acuerdo con la forma indicada en la figura 10.22. La cifra en este caso debe ir acompañada del símbolo de grados (°).

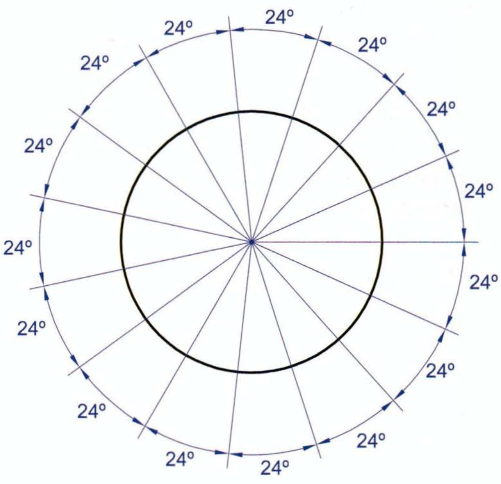


FIGURA 10.22. POSICIÓN DE LAS CIFRAS EN ACOTACIONES ANGULARES.

Si se dispone de espacio suficiente, la cifra de cota debe situarse centrada entre las dos líneas auxiliares de cota. Las puntas de flecha deben situarse dentro de los límites de la cifra de cota, como por ejemplo en la cota de 58 en la figura 10.23.

Si no se dispone de espacio, se debe intentar mantener la cifra de cota entre las líneas

auxiliares y sacar las puntas de flecha al exterior de la línea de cota, apuntando hacia el interior, como por ejemplo en la cota de 10 de la figura 10.23.

Si aun así no se dispone de espacio, se pueden sustituir por trazos oblicuos o por puntos, como por ejemplo en la cota interior de 20 de la figura 10.24.

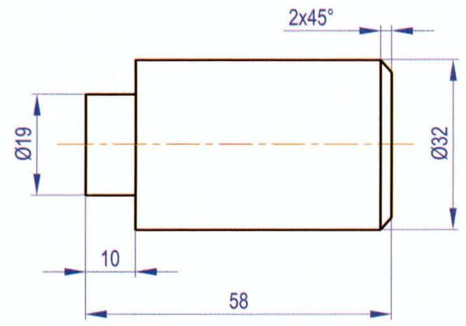


FIGURA 10.23. DISTINTAS SITUACIONES DE CIFRAS DE COTA.

Si, a pesar de todo, las flechas ya se han situado fuera de las líneas auxiliares de cota y la cifra de cota sigue sin caber entre las líneas auxiliares, se puede sacar también la cifra, colocándola sobre una línea prolongación de la de cota, como en la cota 5 × 45° o en la cota 10 de la figura 10.24.

Si la cota es interior, como la cota 4 de la figura 10.24, se puede utilizar una línea de referencia que toque a la línea de cota sin terminador y en cuyo extremo se sitúa la cifra de cota.

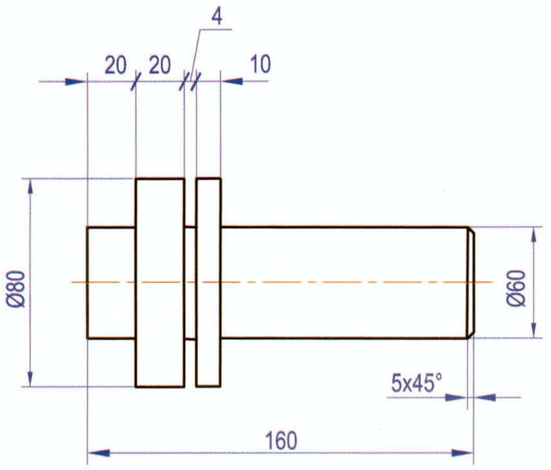


FIGURA 10.24. DISTINTAS SITUACIONES DE CIFRAS DE COTA.

Cuando en el dibujo existen elementos simétricos, se debe dibujar el eje o el plano de simetría y acotar la distancia entre los dos elementos simétricos. Como norma general, no se debe acotar la distancia de los elementos al plano de simetría (figura 10.25).

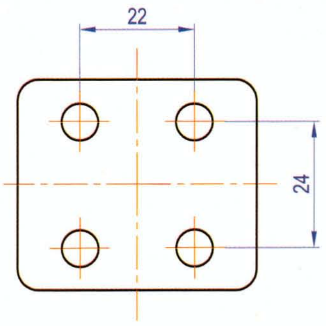


FIGURA 10.25. ACOTACIÓN DE ELEMENTOS SIMÉTRICOS.

Cuando se acota sobre un medio corte o sobre una vista de una pieza simétrica y no aparecen representados los dos elementos simétricos, las líneas de cota de los elementos afectados se prolongan ligeramente sobre el eje de simetría, omitiéndose la segunda flecha y la segunda línea auxiliar según se ve en las figuras 10.26 y 10.27, como por ejemplo en la cota Ø32 de la figura 10.26 o en la cota Ø16 de la figura 10.27. Sin embargo, si aparecen los dos elementos simétricos, aunque se trate de una media sección se debe colocar la cota completa con las dos flechas y las dos líneas auxiliares (p. ej., la cota Ø50 de la figura 10.26).

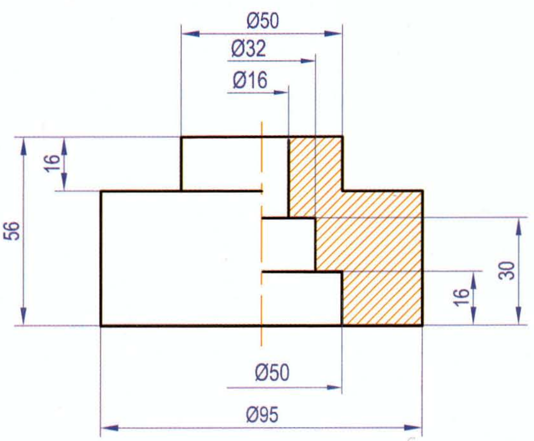


FIGURA 10.26. ACOTACIÓN DE PIEZAS CON MEDIOS CORTES Y VISTAS SIMÉTRICAS.

En cualquier caso, la cifra de cota representa la magnitud real entre los dos elementos simétricos acotados.

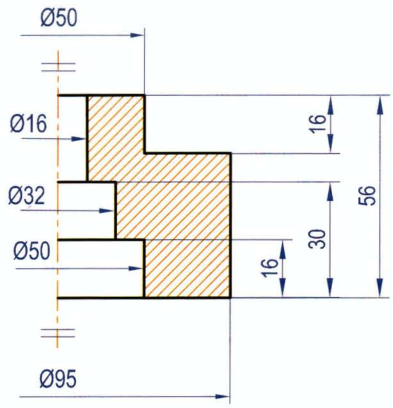


FIGURA 10.27. ACOTACIÓN DE PIEZAS CON MEDIOS CORTES Y VISTAS SIMÉTRICAS.

Cuando se produzca una acumulación de cotas paralelas sobre una vista, éstas se pueden disponer según aparece en la figura 10.28, situando la cifra de cota más cerca de una punta de flecha, trazando incompletamente las líneas de cota, y situando las cotas alternativamente una a cada lado.

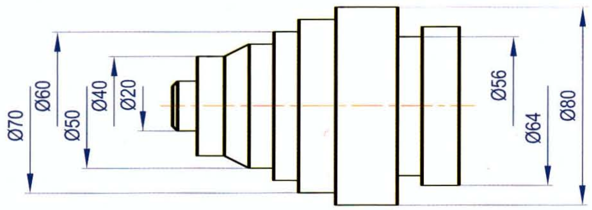


FIGURA 10.28. ACUMULACIÓN DE COTAS PARALELAS.

Las cifras de cota deben ser siempre claras para evitar errores de interpretación. Por eso, si es necesario, se pueden desplazar para evitar ser cortadas por un eje, o bien el eje puede ser interrumpido en la zona donde coincide con la cifra de cotas, como en la figura 10.29.

No se debe rayar por encima de la cifra de cota si se sitúa ésta sobre un corte o sección (figura 10.30). Se recomienda no acotar en la zona rayada o interrumpir el rayado en la zona sobre la cifra de cota.

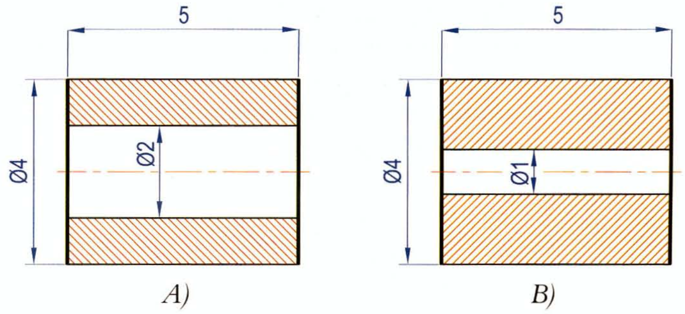


FIGURA 10.29. LAS CIFRAS DE LA COTA SE PUEDEN DESPLAZAR CUANDO SEA NECESARIO PARA FACILITAR SU LECTURA.

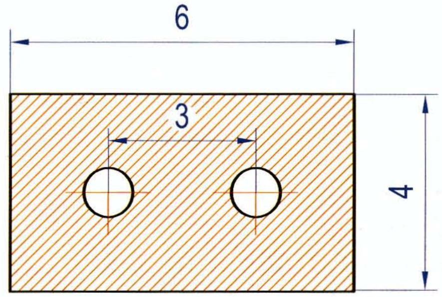


FIGURA 10.30. SITUACIÓN DE LA CIFRA DE COTA DENTRO DE UNA ZONA RAYADA.

Cuando una parte del dibujo no está representada de acuerdo con la escala del mismo, se debe colocar un trazo bajo la cifra subrayándola, para indicar que la medida de papel y la cifra real no guardan ninguna relación (figura 10.31).

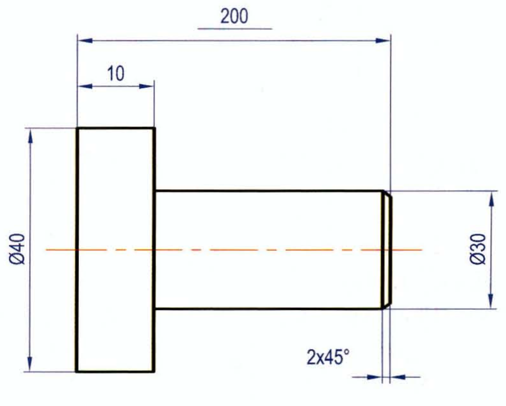


FIGURA 10.31. COTAS FUERA DE ESCALA.

Si se tiene que corregir una cota sobre un dibujo ya confeccionado, se tachará la primera con un trazo oblicuo de forma que pueda leerse el valor anterior, y se colocará el valor nuevo junto a éste (figura 10.32).

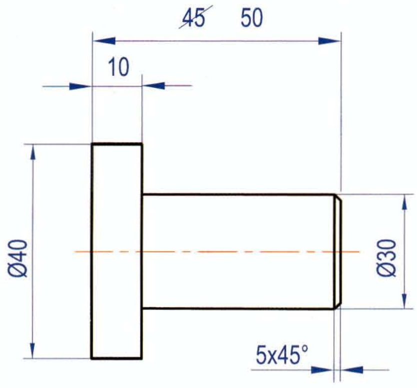


FIGURA 10.32. COTAS CORREGIDAS.

10.3. ACOTACIÓN DE CÍRCULOS, RADIOS, ARCOS Y ESFERAS

Los cilindros pueden ser acotados sin necesidad de dibujar la vista que los define, anteponiendo siempre el símbolo Ø a la cifra que define su diámetro. En la figura 10.33 se representa un cilindro.

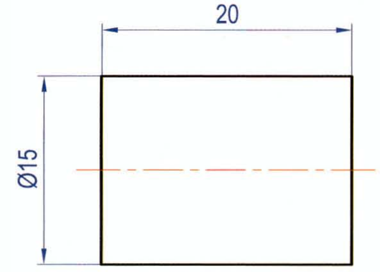


FIGURA 10.33. USO DEL SÍMBOLO Ø.

Los círculos se acotan en la vista que se representan como tales por medio de una cifra de cota que expresa su diámetro. Esta cota puede estar en el interior o en el exterior del círculo, y debe tener dos flechas, salvo en el caso de círculos de tamaño muy pequeño, que pueden ser acotados con una línea de referencia con una flecha y poniendo el símbolo Ø delante de su diámetro.

Los arcos menores de 180° se acotan por su radio. Los arcos mayores de 180°, se acotan por su diámetro, con dos flechas y con el símbolo Ø (figura 10.34). Los arcos de 180° pueden acotarse por su radio o por su diámetro.

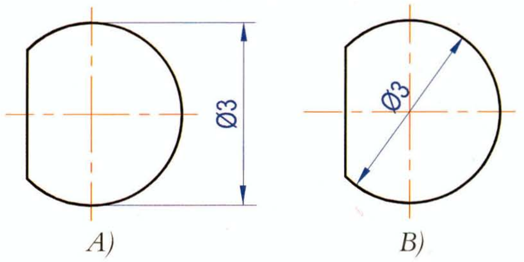


FIGURA 10.34. ACOTACIÓN DE ARCOS DE MÁS DE 180°.

Si el arco es mayor o igual de 180° y la línea de cota pasa por el centro del arco y un extremo está fuera del contorno del arco, se debe marcar la posición del centro y acotar el arco por medio del símbolo Ø y el valor de su diámetro, según se ve en la figura 10.35A. También se puede prolongar el arco con una línea auxiliar circular y utilizar entonces la cifra de cota con dos puntas de flecha y la cifra de cota con el símbolo Ø (figura 10.35B).

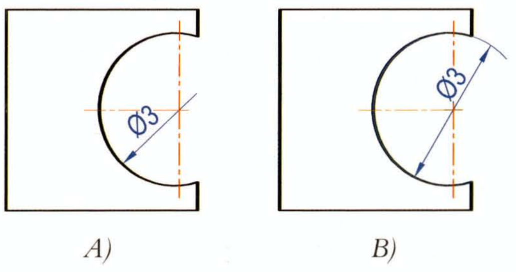


FIGURA 10.35. ACOTACIÓN DE UN ARCO DE MÁS DE 180° CUANDO LA LÍNEA DE COTA SOBREPASA EL CENTRO.

Cuando existen varios arcos concéntricos, se gana claridad acotando de la forma en que se muestra en la figura 10.36.

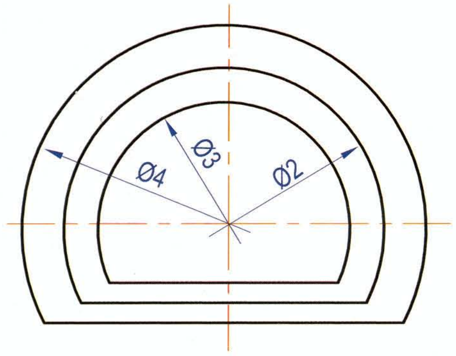


FIGURA 10.36. ACOTACIÓN DE DIVERSOS ARCOS.

Los arcos menores de 180° se acotan con una cifra de valor igual a su radio. La letra mayúscula R se utiliza en este caso como símbolo anteponiéndola siempre a la cifra correspondiente al valor del radio. Cuando se acote un radio, independientemente de que se indique o no la posición de su centro se debe anteponer siempre la letra R a la cifra de cota. La línea de cota debe tener la flecha tocando el contorno del arco, y puede estar en el interior o en el exterior del elemento, dependiendo del tamaño de éste (figura 10.37). La acotación con el símbolo R sólo se puede utilizar en la vista en la que se visualiza la forma del arco.

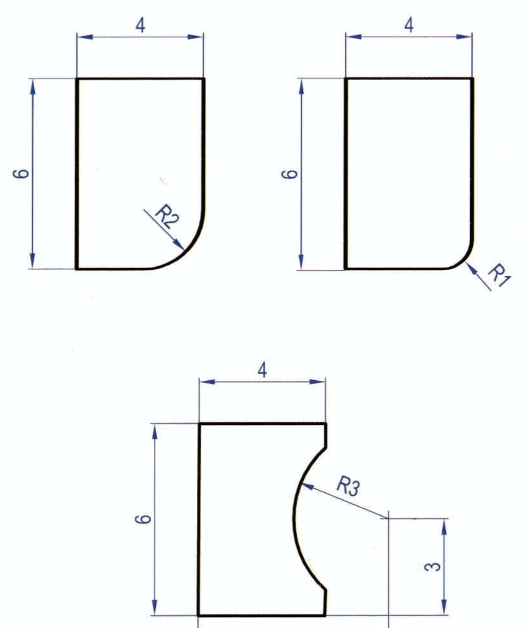


FIGURA 10.37. ACOTACIÓN DE RADIOS.

Las esferas se acotan anteponiendo en la cifra que define el radio o el diámetro la letra mayúscula S al símbolo R o Ø que corresponda (figura 10.38), es decir, utilizando los símbolos SR o SØ.

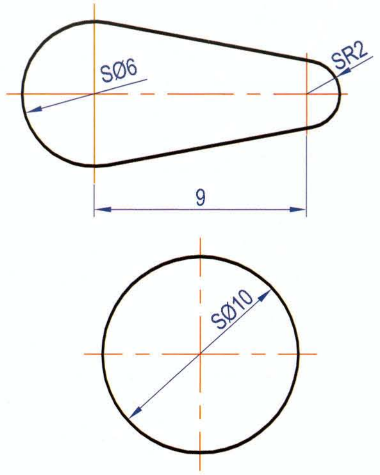


FIGURA 10.38. ACOTACIÓN DE ESFERAS.

Las magnitudes correspondientes a segmentos circulares se deben acotar como se muestra en la figura 10.39 (longitud de la cuerda en A, ángulo en B y longitud del arco anteponiendo el símbolo ∩ en C).

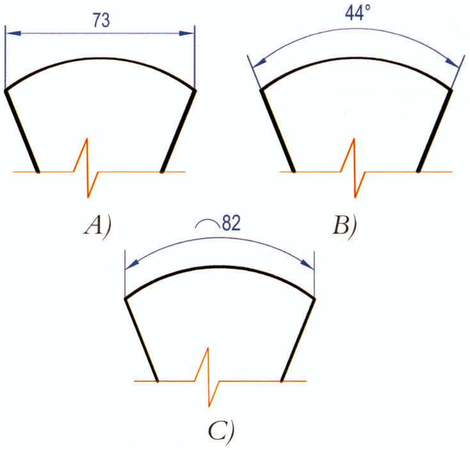


FIGURA 10.39. *A)* ACOTACIÓN DE CUERDA. *B)* ACOTACIÓN DE ÁNGULO. *C)* LONGITUD DEL ARCO.

Si la relación entre la longitud del arco y la cota dimensional no está clara, es posible utilizar una línea de referencia, terminada en flecha, que se apoye sobre el arco que se desea dimensionar y que termine en un círculo sobre la cota (figura 10.40).

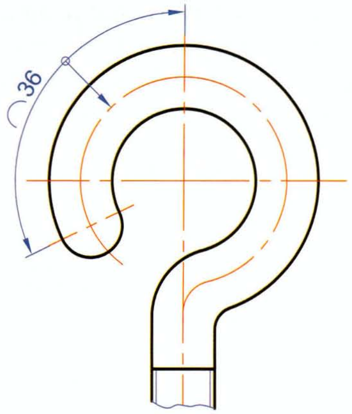


FIGURA 10.40. INDICACIÓN DE LA LONGITUD DEL ARCO SIN QUE EXISTAN MALAS INTERPRETACIONES.

Cuando los centros de los arcos están fuera del dibujo, se puede dibujar una línea de cota quebrada, con el valor del radio (figura 10.41) marcando la posición del centro desplazado sobre la línea donde se encuentra. Los dos tramos de la línea quebrada que van en dirección radial deben ser paralelos, y el que los une, perpendicular a ambos.

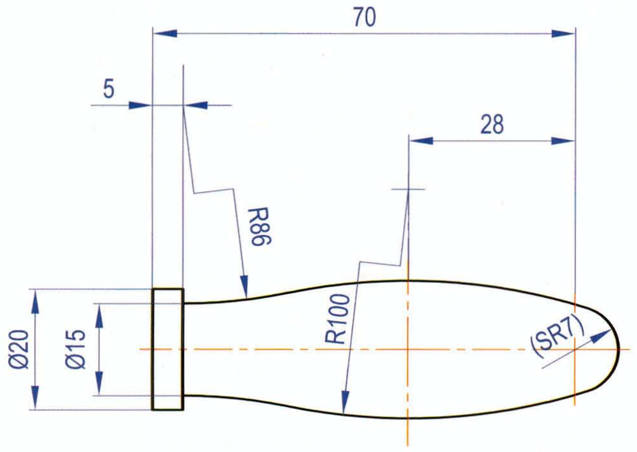


FIGURA 10.41. ACOTACIÓN DE ARCOS DE GRAN RADIO.

10.4. ACOTACIÓN DE CUADRADOS

Los prismas de base cuadrada pueden ser acotados sin necesidad de dibujar la vista que los define, anteponiendo el símbolo □ a la cifra que define su lado. En la figura 10.42 se presenta un prisma de base cuadrada.

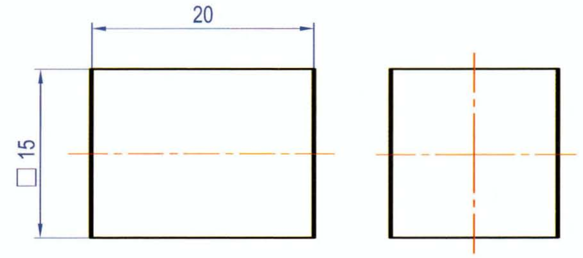


FIGURA 10.42. USO DEL SÍMBOLO □.

Los cuadrados, si el dibujo no presenta ningún tipo de duda, solamente necesitan la definición de uno de sus lados en la vista en la que se ven como tales, anteponiendo el símbolo □ a la cifra que define su lado (figura 10.43). Si se presenta alguna duda de interpretación, se deben dar las cotas correspondientes a los dos lados.

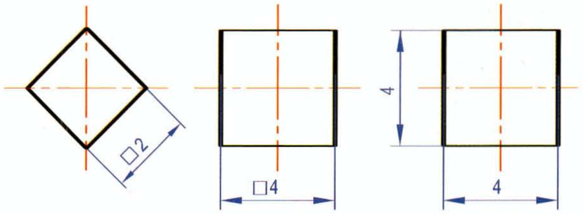


FIGURA 10.43. ACOTACIÓN DE CUADRADOS CON SÍMBOLO □.

10.5. ESPESORES

Es posible indicar el espesor de una pieza y, por lo tanto, ahorrarse una vista para su representación. El espesor se indica con la letra "t" de *thickness* (espesor en inglés) seguida del signo = y el valor correspondiente (figura 10.44). Habitualmente se utiliza una línea de referencia para disponerla sobre el dibujo.

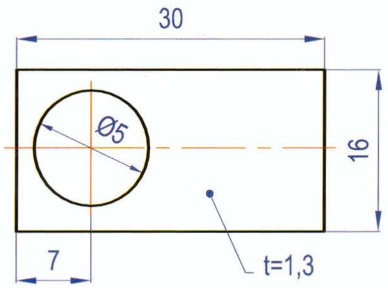


FIGURA 10.44. ESPECIFICACIÓN DEL GROSOR.

10.6. Cotas deducidas

Cuando la cota de un radio se deduzca de otras cotas por condiciones de tangencia, ésta se deberá indicar entre paréntesis con el símbolo R y consignando el valor del radio. El criterio es igualmente válido para esferas, donde se utilizan entonces los símbolos SR con el valor del radio y entre paréntesis (figura 10.45).

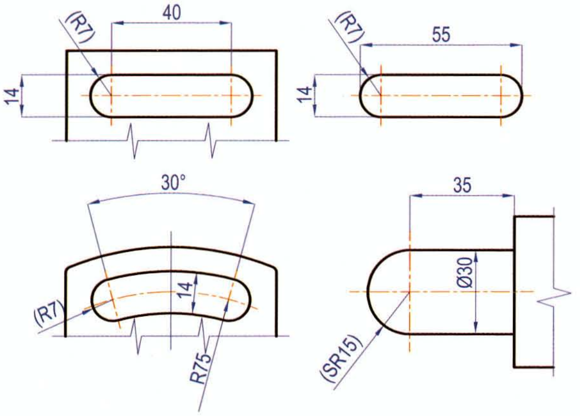


Figura 10.45. Radio deducido a partir de otras cotas.

10.7. Resumen de los símbolos utilizados

A continuación se ofrece un resumen con los símbolos utilizados y su significado

Símbolo	Significado
□ 40	Cuadrado de lado 40
Ø 40	Diámetro de valor 40
R40	Radio de valor 40
SØ 40	Esfera de diámetro 40
SR40	Esfera de radio 40
∩ 40	Longitud del arco de valor 40
<u>40</u>	El valor dimesional 40 está fuera de escala
(40)	Cota auxiliar de valor 40
(SR40)	Esfera deducida de radio 40
(R40)	Radio deducido de valor 40
t=1,3	Espesor de valor 1,3

10.8. Disposición general de las cotas

Existen diversas formas de disponer las cotas en un plano de ingeniería:

- En serie o en cadena.
- A partir de un elemento común.
- Por coordenadas.
- Combinando las anteriores.

La acotación en serie (figura 10.46) consiste en situar una cota tras otra sobre la misma dirección. Se permite su utilización cuando la acumulación de tolerancias no afecta a la aptitud de empleo de la pieza. Puede utilizarse cualquier punta de flecha salvo la flecha a 90°. No tiene sentido acotar en serie elementos que no estén relacionados entre sí.

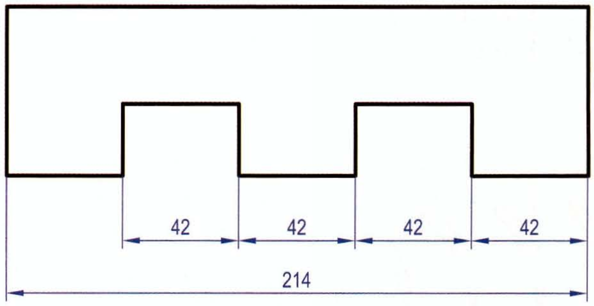


Figura 10.46. Acotación en serie.

La acotación a partir de un elemento común se utiliza cuando se refieren a un mismo elemento varias cotas con igual dirección. Puede hacerse de dos formas: en paralelo o con cotas superpuestas.

La acotación en paralelo consiste en disponer las líneas de cota paralelas entre sí, separándolas lo suficiente para que quepa la cifra de cota entre ellas sin dificultad.

Un ejemplo típico de esta forma de acotación son las piezas que se fabrican por torneado (figura 10.47).

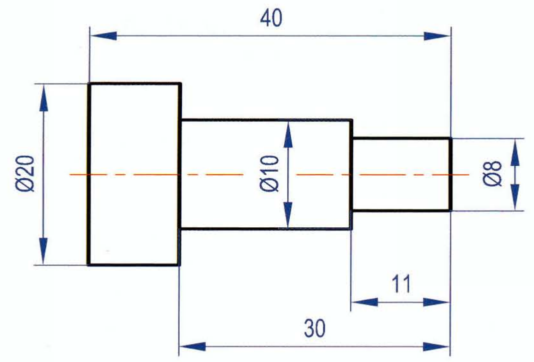


Figura 10.47. Acotación en paralelo.

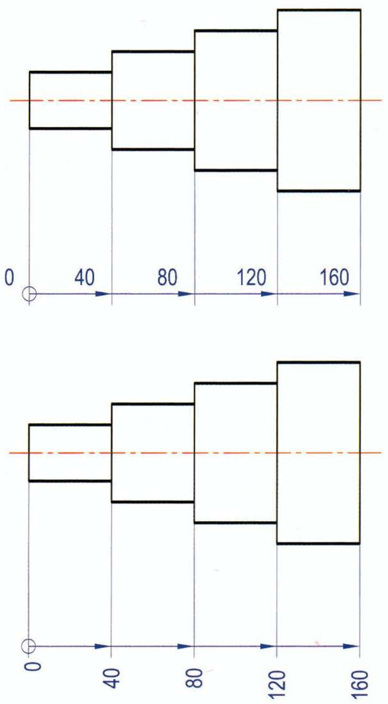


Figura 10.49. Disposición de las cifras de cota en acotación por cotas superpuestas.

10.8.1. Acotación con cotas superpuestas

La acotación con cotas superpuestas es un caso particular de acotación en paralelo que se puede utilizar cuando no se dispone de espacio suficiente (figura 10.48).

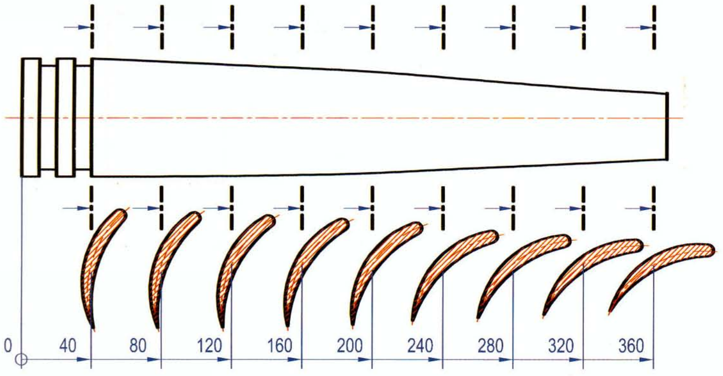


Figura 10.48. Acotación por cotas superpuestas.

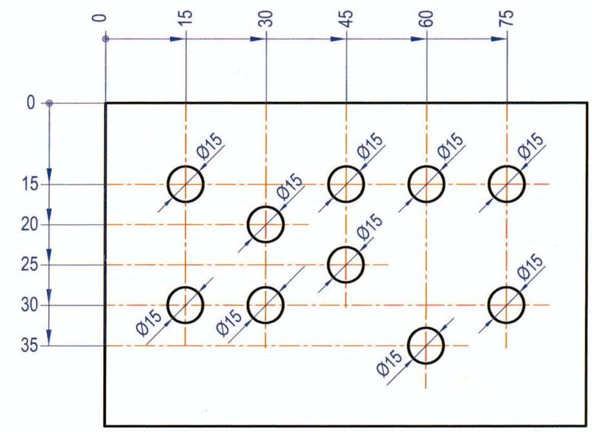


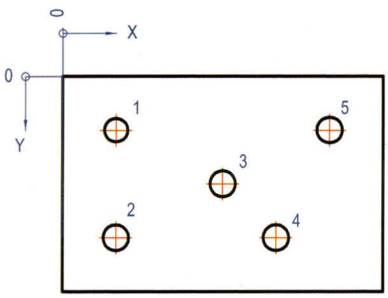
Figura 10.50. Acotación superpuesta en dos direcciones.

Se debe indicar el origen mediante el símbolo utilizado en las figuras 10.48, 10.49 y 10.50, y el extremo opuesto de cada cota debe terminar en una punta de flecha. Las cifras de cota pueden disponerse cerca de la flecha, alineadas con la línea auxiliar, o cerca de la flecha, encima de la línea de cota y alineada con ésta (figura 10.49).

En determinados casos puede utilizarse la acotación superpuesta en dos direcciones (figura 10.50).

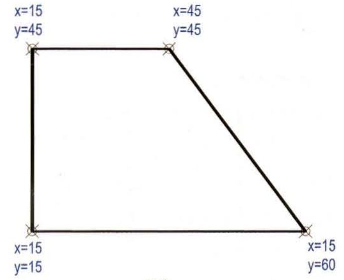
En determinados procedimientos de fabricación, tales como el punzonado, la soldadura por puntos, etc., es muy útil la situación por coordenadas de los elementos, pudiendo situarse las cotas tal y como se ve en la figura 10.50 o mediante la acotación por coordenadas, donde se utiliza una tabla con las mismas, como en la figura 10.51A.

Las coordenadas de puntos de referencia arbitrarios, sin rejilla, deben colocarse al lado de cada punto (figura 10.51B) o en forma de tabla (figura 10.51C).

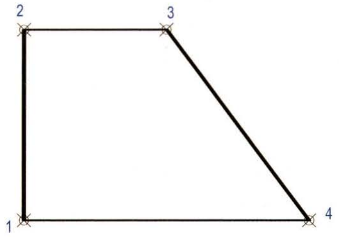


	1	2	3	4	5
X	15	15	45	60	75
Y	15	45	30	45	15
Ø	5	5	5	5	5

A)



B)

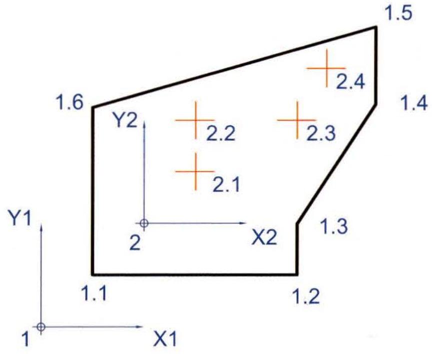


	1	2	3	4
X	15	15	45	60
Y	15	45	45	15

C)

FIGURA 10.51. ACOTACIÓN POR COORDENADAS.

En ocasiones es necesario especificar sistemas de coordenadas adicionales al principal. En este caso, el origen de los nuevos sistemas y las posiciones de los puntos deben numerarse con números arábigos de forma sucesiva. Se debe indicar un primer número que especifique el sistema de coordenadas de referencia, a continuación un punto que hace de separador, y luego otro número que indica los valores numéricos en una tabla (figura 10.52).

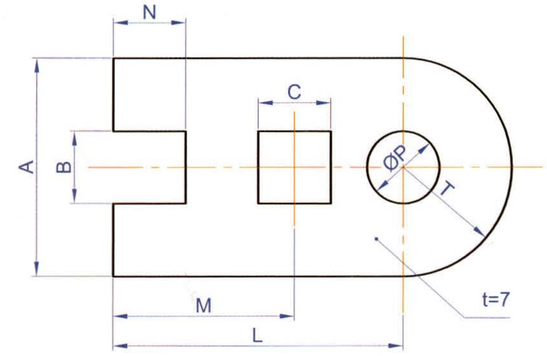


Origen de coordenadas	Posicion	X1 - X2	Y1 - Y2	Ød
1	1	0	0	
1	1.1	10	10	
1	1.2	50	10	
1	1.3	50	20	
1	1.4	60	45	
1	1.5	60	60	
1	1.6	10	42	
1	2	20	20	
2	2.1	10	10	7,5
2	2.2	10	20	7,5
2	2.3	30	20	14
2	2.4	35	30	15

FIGURA 10.52. ACOTACIÓN CON VARIOS SISTEMAS DE COORDENADAS.

10.8.2. Cotas paramétricas

En ocasiones, para definir familias de piezas que comparten una geometría similar y que se diferencian en los valores dimensionales de sus cotas, conviene indicar los valores en una tabla, de acuerdo con la figura 10.53.



A	B	C	L	M	N	P	T
40	20	□10	60	30	20	Ø10	(R20)
50	20	□10	70	35	20	Ø10	(R25)
60	20	□20	80	50	20	Ø20	(R30)
60	20	□20	90	50	20	Ø20	(R30)
70	20	□20	90	60	20	Ø20	(R35)

Figura 10.53. Acotación paramétrica.

10.9 Elementos equidistantes y elementos repetitivos

Si se tienen elementos igualmente distribuidos a lo largo de una línea, basta con acotar uno de ellos y añadir una cota, cuyo valor será la distancia que hay entre el primer elemento y el último, expresada de la siguiente forma: n.º de huecos × distancia entre huecos entre paréntesis (= distancia total) (figura 10.54).

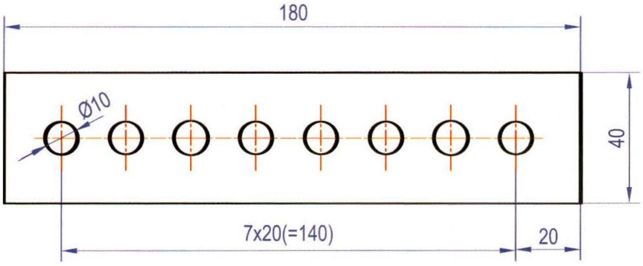


Figura 10.54. Acotación de elementos igualmente distribuidos.

Si existe riesgo de confusión entre la longitud de un intervalo y el número de intervalos, se debe acotar además la longitud del intervalo (figura 10.55).

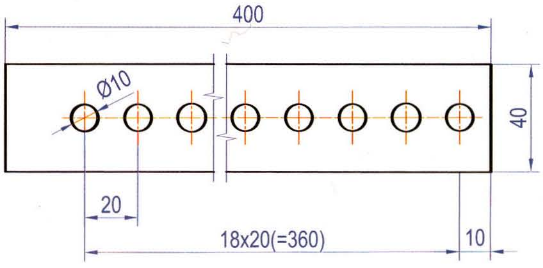


Figura 10.55. Acotación de elementos igualmente distribuidos con riesgo de confusión entre amplitud de intervalo y número de intervalos.

Si se tienen elementos igualmente distribuidos en un arco, basta con acotar uno de ellos y añadir una cota, cuyo valor será el án-

gulo que hay entre el primer elemento y el último, expresada de la siguiente forma: n.º de huecos × ángulo entre huecos (= ángulo total) (figura 10.56).

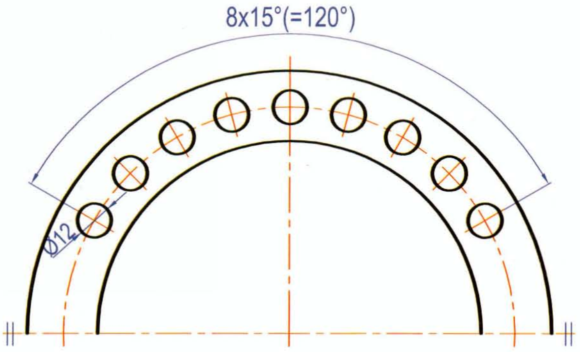


FIGURA 10.56. ACOTACIÓN DE ELEMENTOS IGUALMENTE DISTRIBUIDOS SOBRE UN ARCO.

Las cotas de intervalo angular se pueden omitir si no hay riesgo de ambigüedad, como por ejemplo en elementos distribuidos uniformemente en una circunferencia (figura 10.57).

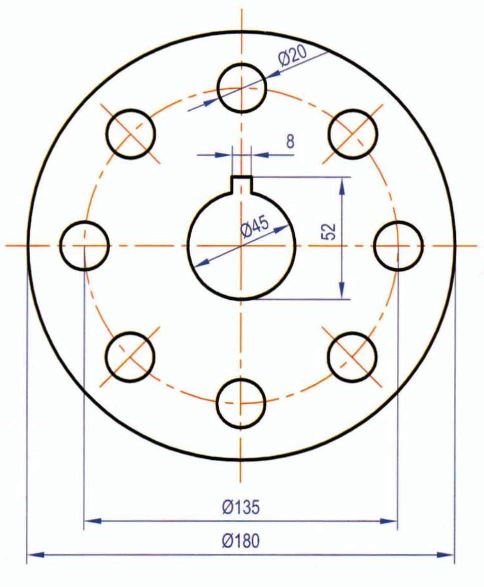


FIGURA 10.57. ACOTACIÓN DE ELEMENTOS IGUALMENTE DISTRIBUIDOS SOBRE UNA CIRCUNFERENCIA.

Los intervalos circulares pueden acotarse indirectamente indicando el número de elementos (figura 10.58). La indicación del número de elementos se realiza siempre que se considere que puede haber algún riesgo de confusión, como por ejemplo cuando, a pesar de estar distribuidos uniformemente, resulta complicado averiguar el número de ellos si, por ejemplo, es necesario contarlos (figura 10.58), o cuando no se ven todos los elementos al utilizar una vista de una pieza simétrica (figura 10.59).

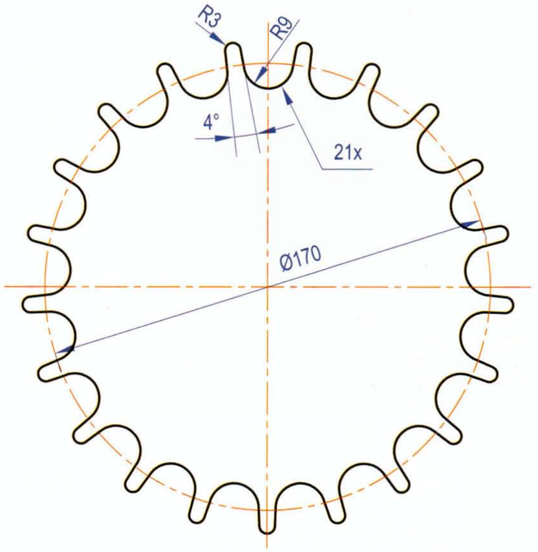


FIGURA 10.58. ACOTACIÓN DE INTERVALOS CIRCULARES POR INDICACIÓN DEL NÚMERO DE ELEMENTOS.

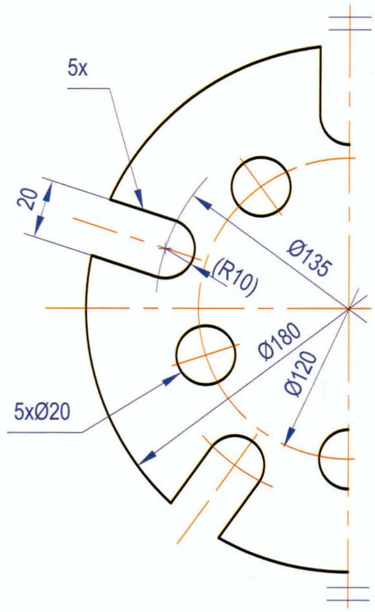


FIGURA 10.59. ACOTACIÓN DE INTERVALOS CIRCULARES POR INDICACIÓN DEL NÚMERO DE ELEMENTOS.

Si se presentan un grupo de elementos de igual dimensión, aunque no estén distribuidos uniformemente, se puede definir solamente uno de ellos e indicar el número de los mismos, tal y como se muestra en la figura 10.60.

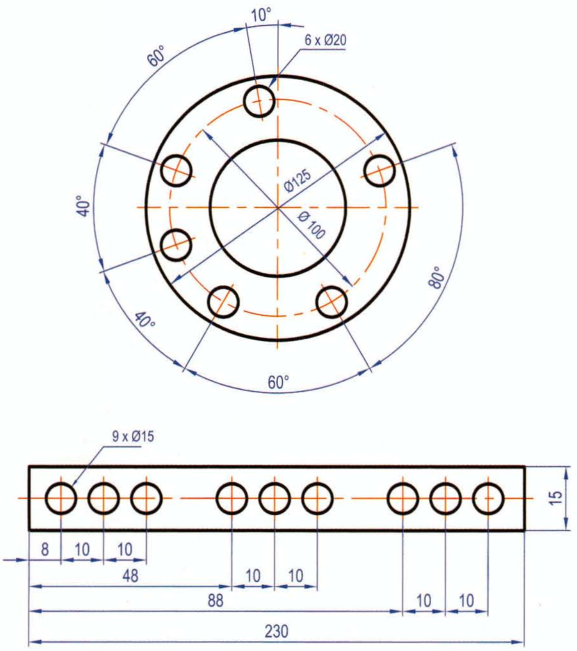


FIGURA 10.60. ACOTACIÓN DE ELEMENTOS REPETITIVOS.

10.10. OTRAS INDICACIONES

A veces se pueden sustituir las cifras de las cotas por letras, indicándolo en una leyenda aparte, sobre todo en el caso donde esa medida se repite varias veces (figura 10.61).

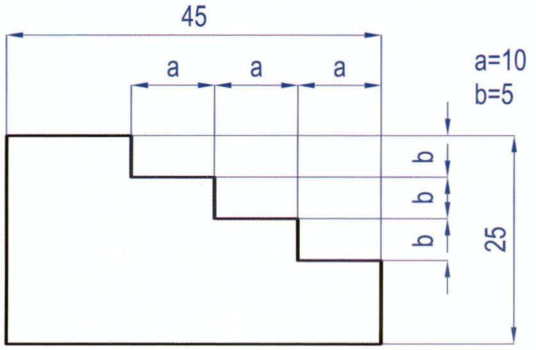


FIGURA 10.61. SI EXISTE UNA MEDIDA REPETIDA, ÉSTA PUEDE SER SUSTITUIDA POR UNA LETRA ACOMPAÑADA DE SU RESPECTIVA LEYENDA.

De la misma forma, también pueden utilizarse líneas de referencia terminadas en letras que identifican las dimensiones de elementos (figura 10.62).

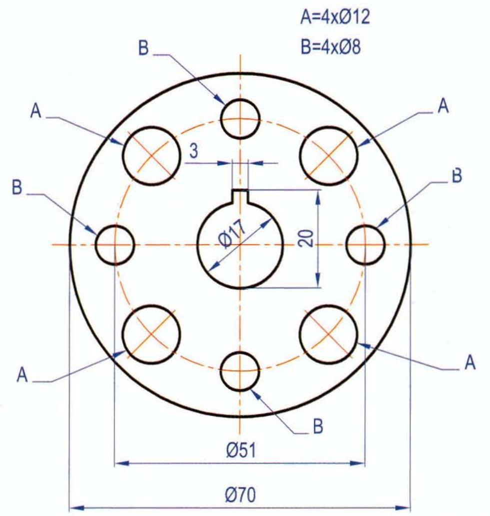


FIGURA 10.62. LÍNEAS DE REFERENCIA TERMINADAS EN LETRAS.

10.11. ACOTACIÓN DE PERFILES

Para acotar un perfil cualquiera se pueden seguir varios métodos (figuras 10.63, 10.64 y 10.65):

- Acotar los radios de curvatura sucesivos y las cotas necesarias para localizar cada elemento de la curva, según se ve en la figura 10.63.

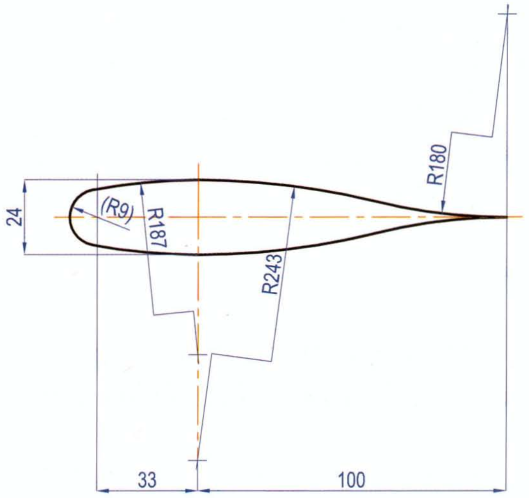


FIGURA 10.63. ACOTACIÓN DE PERFILES POR RADIOS DE CURVATURA.

- En el caso de que el perfil no se pueda definir por un conjunto de radios de tangencia y sea necesario definirlo por coordenadas, se puede hacer de dos formas:

  – Situando una serie de cotas superpuestas, en un sistema de coordenadas rectangular o polar, que definan una serie de puntos por donde pase el perfil, acotando todas las dimensiones de los puntos de este perfil (figura 10.64).

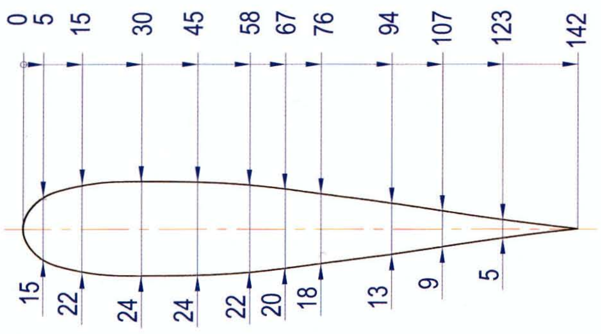
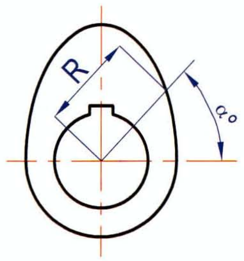


FIGURA 10.64. ACOTACIÓN DE PERFILES POR COTAS ACUMULATIVAS SUPERPUESTAS.

  – Realizando una acotación por coordenadas rectangulares o polares de los puntos que definan el perfil (figura 10.65).



α°	0°	18°	36°	54°	72°	90°	108°	126°	144°	162°	180°	de 180° a 0°
R	32	34	37	43	52	57	52	43	37	34	32	32

FIGURA 10.65. ACOTACIÓN DE PERFILES POR COORDENADAS.

10.12. SISTEMATIZACIÓN DEL PROCESO DE ACOTACIÓN

El objetivo de esta parte es plantear una metodología que permita acotar una pieza de una forma correcta y sistemática. Se trata pues de establecer los pasos que se deben seguir para poder acotar ordenada y correctamente una pieza determinada.

Esta metodología se basa en la geometría constructiva de cuerpos. Ya se indicó en el apartado 8.1 que la geometría constructiva serviría también como metodología para obtener las vistas necesarias que definen una pieza, así como para acotarla correctamente.

En primer lugar, es necesario analizar la pieza y determinar su construcción geométrica a partir de elementos simples que se denominan *primitivas.*

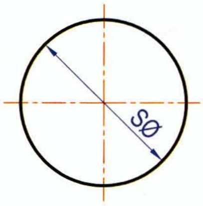
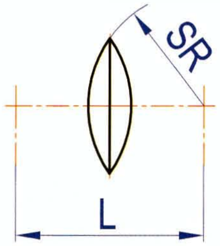
Según se vio, para situar un cuerpo en el espacio es necesario situar un punto del mismo mediante magnitudes lineales y definir la orientación del cuerpo en el espacio mediante magnitudes angulares.

Este concepto se traduce directamente a la metodología de acotación, planteada de la forma siguiente:

- Todo elemento de un cuerpo tendrá dos tipo tipos de cotas: las cotas dimensionales y las cotas de posición.
- Las cotas dimensionales son aquellas que permiten definir la geometría del elemento. Están referidas al sistema de referencia local del elemento y son iguales para cada tipo de primitiva (p. ej., un cilindro recto se define por su diámetro y por su altura).
- Las cotas de posición son aquellas que sitúan y orientan el elemento en el espacio o con respecto a otro elemento.
- Existen distintos tipos de primitivas. El primer tipo es el de las que se denominan *primitivas geométricas*. Están compuestas por elementos geométricos simples, como esferas, cilindros, etcétera. Cada uno de estos elementos tiene asociadas una cotas dimensionales específicas y particulares. Así por ejemplo, un cilindro se acota por una magnitud radial y la altura. El elegir como magnitud radial el diámetro o el radio, dependerá ya de las normas de acotación (por ejemplo, si el cilindro no está completo sino que se representa un sector de menos de 180º, se deberá acotar el radio).

En la tabla 10.1 aparecen las primitivas geométricas elementales más importantes con su

acotación. Conviene resaltar que, al tratarse de una acotación geométrica, en algunos casos existen acotaciones alternativas totalmente equivalentes. Para decidir qué acotación alternativa es la correcta habrá que aplicar criterios de funcionalidad, de fabricación o verificación.

Esfera		
Esfera		La esfera se acota por su diámetro.
Casquete esférico		Si se trata de un casquete esférico de menos de 180°, se acota por su radio; si no, por su diámetro.

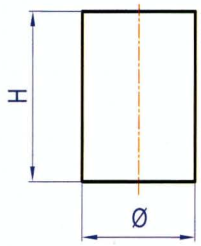
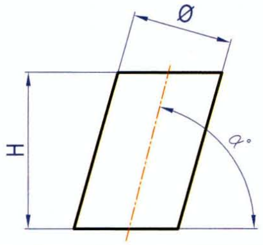
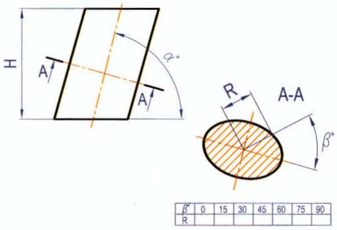
Cilindro		
Cilindro recto de revolución		Se debe acotar el diámetro de su base y su altura.
Cilindro oblicuo de revolución		Se debe acotar el diámetro de la sección recta, la distancia entre bases y una magnitud que defina la inclinación del eje (en este caso, el ángulo α).
Cilindro oblicuo no de revolución		Se debe acotar la sección recta (p. ej., por coordenadas), la distancia entre bases y una magnitud que defina la inclinación del eje.

TABLA 10.1. *Acotación de primitivas geométricas.*

Cono

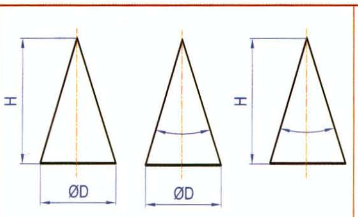
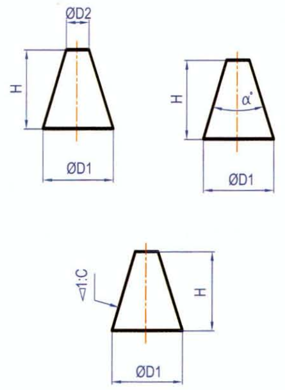
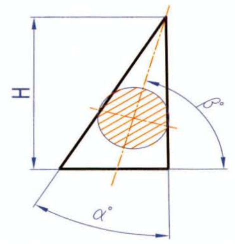
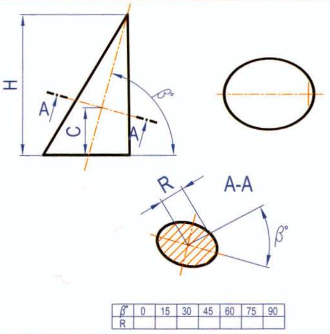
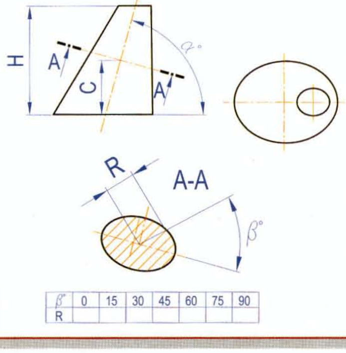
Cono recto de revolución		Se debe acotar el diámetro de su base y su altura. Como alternativa, se puede acotar ángulo entre generatrices y altura o ángulo y diámetro.
Tronco de cono recto de revolución		Se puede acotar por cualquiera de las tres formas indicadas. La elección dependerá de criterios funcionales.
Cono oblicuo de revolución		Se debe acotar la altura, una magnitud que defina la inclinación del eje (ángulo β en este caso) y una magnitud que defina la abertura del cono (en este caso, el ángulo cónico α, aunque podría haber sido conicidad, etc.). Se debe definir que es de revolución, en este caso mediante una sección girada. Podría haberse sustituido la cota angular α por la acotación y la situación de una sección recta, de la misma forma que en el caso siguiente.
Cono oblicuo no de revolución		Se debe acotar la altura, una magnitud que defina la inclinación del eje (ángulo β en este caso), una sección recta (en este caso, por coordenadas) y la situación de la misma (en este caso, con la cota C). La acotación de la sección recta puede sustituirse por la acotación de la base.
Cono truncado oblicuo no de revolución		Son de aplicación los mismos criterios que en los apartados anteriores.

TABLA 10.1. (CONT.) *Acotación de primitivas geométricas.*

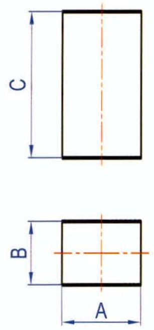
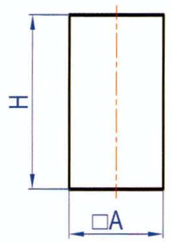
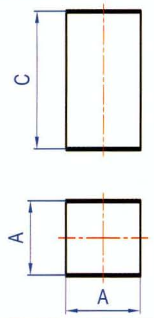
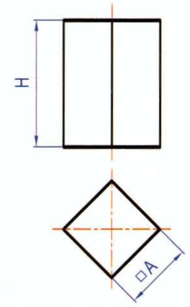
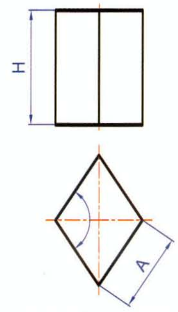
Prisma		
Paralelepípedo		Se deben acotar las dos magnitudes de la base y la altura.
Paralelepípedo de base cuadrada		Se deben acotar la altura y el lado de la base. Si no se ve la forma de la base, se debe colocar el símbolo □ delante del valor del lado de la base.
		Se deben acotar la altura y el lado de la base. Para evitar confusiones sobre si el prisma es de base cuadrada, con esta disposición de vistas es aconsejable acotar dos lados de la base.
		Se deben acotar la altura y el lado de la base. En esta disposición del prisma, es evidente que la base es un cuadrado (la omisión de la cota del ángulo entre dos aristas de la base concurrentes indica que ese ángulo es recto), por lo que solamente es necesario dar la cota de un lado.
Prisma de base no regular		Se debe acotar la altura, un lado de la base (los dos planos de simetría del elemento indican que los cuatro lados de la base tienen igual longitud) y un ángulo entre dos aristas contiguas de la base.

TABLA 10.1. (CONT.) *Acotación de primitivas geométricas.*

Prisma

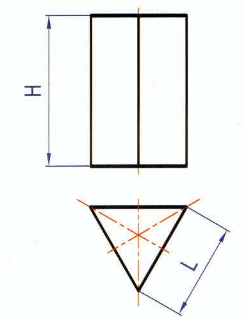
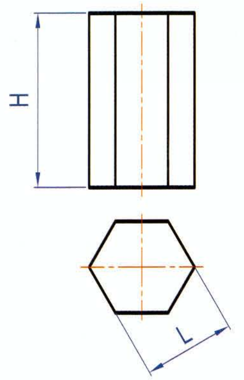
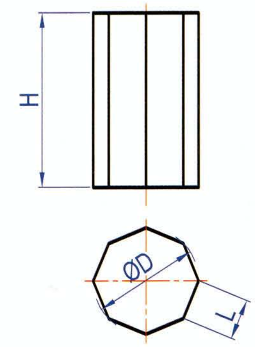
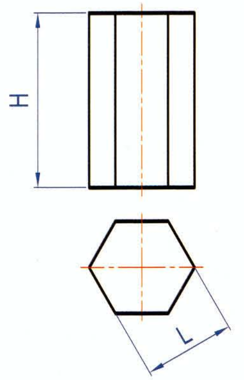
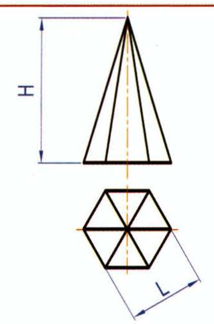
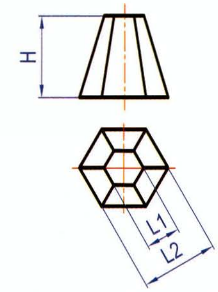
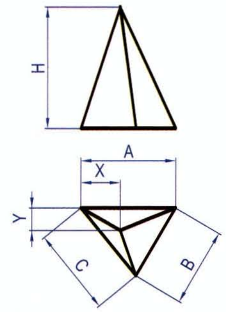
Prisma de base triangular		Se debe acotar la altura, el lado de la base y situar los tres planos de simetría representados en la base.
Prisma de base un polígono regular	 	Se acota la altura, el diámetro del círculo circunscrito a la base y el lado de la base. Tres excepciones: el prisma de base triangular, el de base cuadrada, visto anteriormente, y el prisma de base hexagonal, los dos últimos por motivos funcionales. Por simplicidad de la representación, solamente se dibujan uno o dos planos de simetría principales: el perpendicular al plano vertical para cualquier prisma recto regular, y el paralelo al plano vertical para prismas regulares rectos con un número par de caras laterales. Obsérvese la acotación de estos elementos. Para indicar que el prisma recto es regular, habría que representar todos los planos de simetría existentes (tal y como se ha hecho con el triangular). En ese caso, basta con acotar el lado de la base o, si se prefiere, el diámetro del círculo circunscrito. Como por simplicidad no se representan todos los planos de simetría existentes, la forma de indicar que es regular es acotar el lado del polígono y el diámetro del círculo circunscrito.
Prisma de base hexagonal		Se acota la altura y la distancia entre caras del prisma hexagonal.

TABLA 10.1. (CONT.) *Acotación de primitivas geométricas.*

Pirámide

Pirámide recta regular		Se acota la altura y la base, siguiendo para esta última los mismos criterios que en el prisma.
Pirámide truncada		Se acota la altura y las dos bases, siguiendo para estas últimas los mismos criterios que en el prisma. Pueden utilizarse varias acotaciones alternativas equivalentes a los troncos de cono utilizando el ángulo del cono inscrito o el circunscrito o el parámetro de convergencia definido posteriormente.
Pirámide oblicua irregular		Se debe acotar la altura, la base (en este caso mediante las cotas A, B y C, aunque existen varias acotaciones alternativas) y la posición del vértice de la pirámide (en este caso mediante las cotas X e Y).

Toroide

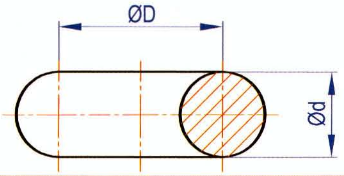
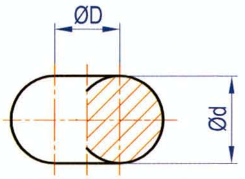
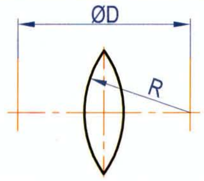
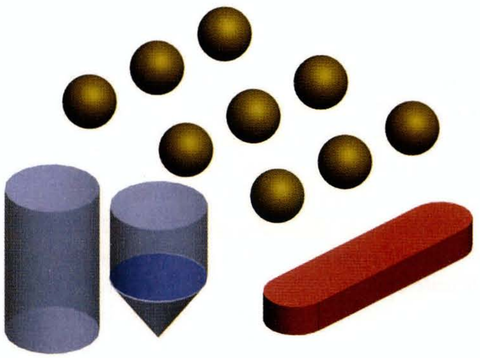
Toroide	  	En cualquier caso, se debe acotar la circunferencia directriz y la generatriz. Si la generatriz es un arco de menos de 180°, se acota su radio; si no, su diámetro.

Tabla 10.1. (Cont.) *Acotación de primitivas geométricas.*

10.12.1. Elementos constructivos

El segundo tipo de primitivas se pueden denominar *elementos constructivos,* una adaptación del término acuñado en inglés *features*. Un elemento constructivo es un elemento que tiene unas características particulares y, por lo tanto, una representación y una acotación también específicas, y no admite, por consiguiente, acotaciones alternativas.



En la mayoría de los casos, la especificidad de estos elementos constructivos está motivada por su proceso de fabricación o por motivos funcionales.

En la figura 10.66 aparece un ejemplo, aunque al final del capítulo se incluyen más.

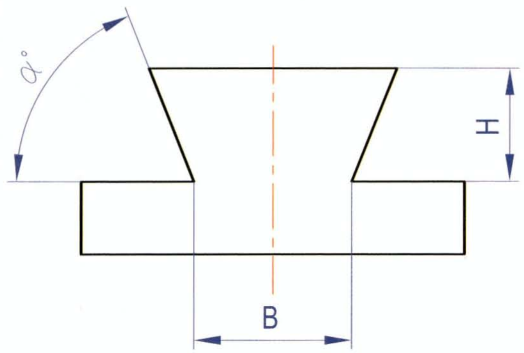


Figura 10.66. Elementos constructivos (cola de milano).

Por último, existen determinadas maneras de situar los elementos que están sujetas a normas específicas de acotación, tales como las que aparecen en la figura 10.67, o cualquiera de las que se han visto hasta ahora.

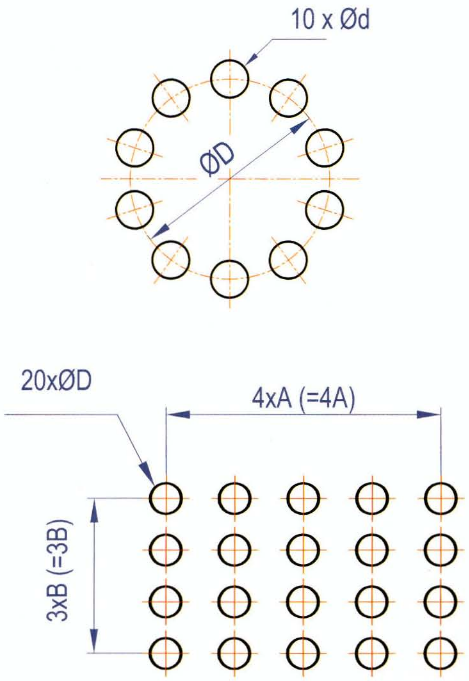


Figura 10.67. Algunas formas de situación sujetas a normas particulares de acotación.

Una vez establecidas las posibles primitivas, se deberá proceder a combinarlas de forma totalmente equivalente a como se hace para construir un modelo sólido.

Ya se ha indicado anteriormente que existen elementos constructivos que tienen una acotación y una representación específicas. La representación y la acotación vienen impuestas por normas de dibujo y están justificadas fundamentalmente a partir del proceso de fabricación o por cotas funcionales de dichos elementos.

Es difícil definir este tipo de elementos sin tener en cuenta el concepto de *acotación funcional,* dado que una pieza no tiene sentido por sí sola, sino que lo adquiere cuando se integra en un conjunto. Por este motivo, algunos de los elementos que se van a incluir a continuación solamente tienen sentido (y solamente se pueden identificar como tales) dentro del conjunto en el que se encuentran funcionando. Por ejemplo, un elemento cónico puede tener acotaciones muy diferentes según la función que realice en el conjunto. Por este motivo, identificar estos elementos como una pieza aislada, sin verla en su plano de conjunto correspondiente, puede a veces resultar confuso o puede interpretarse de varias formas.

A pesar de todo, y con objeto de dar cabida a representaciones que aparecen en los planos a menudo, se ha optado por incluir un apartado con este tipo de elementos y su acotación correspondiente. Se presentan únicamente los más habituales, y se dan unas pequeñas indicaciones que ayudarán a identificarlos (tabla 10.2).

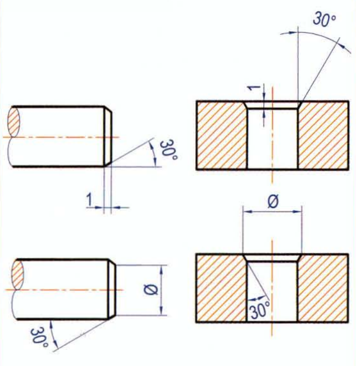
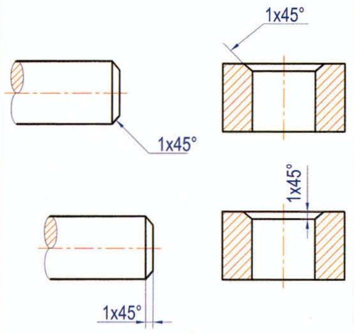
Chaflanes y radios de acuerdo	Un chaflán es un recorte plano cuyo único objetivo es hacer que la arista de un elemento no sea una arista viva. No tiene ninguna otra función. Si la tuviera, deberá acotarse de forma distinta, según se verá posteriormente. El radio de acuerdo tiene la misma función: eliminar una arista viva mediante un redondeo. Los chaflanes se construyen normalmente mediante procesos de fabricación de arranque de viruta, mientras que los radios de acuerdo se colocan en piezas realizadas con molde o por conformación. Es necesario definir siempre el vértice previo al achaflanado o al redondeado.	
Chaflanes generales		Los chaflanes se acotan indicando la altura del chaflán (medido según el eje principal de la pieza) y el ángulo de realización α, o mediante el diámetro y el ángulo especificados en la figura adjunta.
Chaflanes a 45°		Si el chaflán tuviera un ángulo de 45°, se puede eliminar la cota angular, añadiendo entonces a la cota lineal que indica la longitud de el chaflán la expresión ×45°. Se puede indicar de cualquiera de las formas de la figura adjunta.
		Cuando existe un número elevado de chaflanes iguales que se repiten en toda la pieza, se puede hacer una acotación general de la forma indicada en la figura, no siendo necesario acotar entonces más que los chaflanes distintos de la indicación general.

TABLA 10.2. *Acotación de elementos constructivos.*

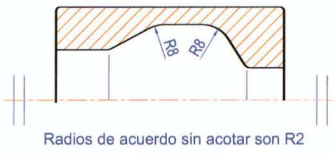
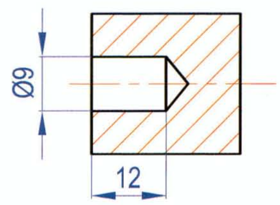
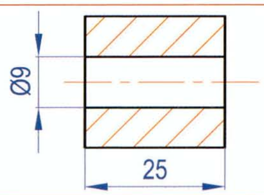
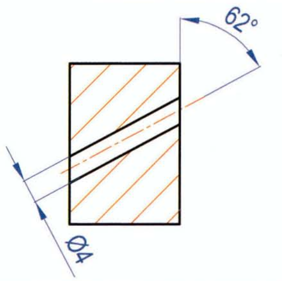
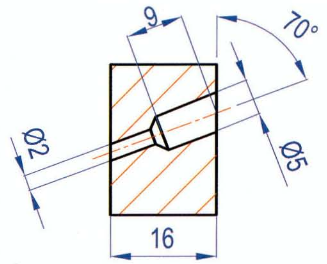
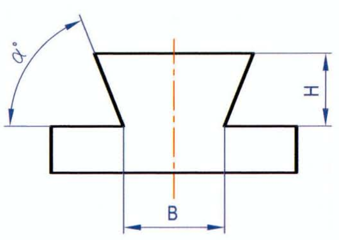
Radios de acuerdo		Los radios de acuerdo se acotan directamente con un radio de tangencia (cotas de R8) o, al igual que los chaflanes, con una indicación general en el margen del dibujo (en el ejemplo, *Radios de acuerdo sin acotar R2*). Para radios de acuerdo pequeños (el término "pequeño" depende de la escala a que esté representado el dibujo), se utiliza la representación de aristas ficticias, según se puede ver en la figura adjunta.
Taladros	Un taladro es un hueco cilíndrico realizado sobre la pieza (por construcción debe ser necesariamente cilíndrico).	
Taladros ciegos		Un taladro ciego es un taladro que no atraviesa la pieza. Por la forma en que se construye, deja siempre en el final la huella de la herramienta (una broca) con forma cónica. Solamente se acota la longitud cilíndrica y el diámetro. No se acota la forma cónica, que procede de la huella que deja una punta de broca. Ésta tiene 120° entre generatrices, aunque no se acota.
Taladros pasantes		Un taladro pasante es un taladro que atraviesa totalmente la pieza. Solamente necesita una cota, que es su diámetro.
		Agujero pasante sencillo de diámetro único con un cierto ángulo respecto de la superficie.
		Agujero pasante sencillo con diámetros variados con un cierto ángulo respecto de la superficie.
Colas de milano	Una cola de milano es un elemento de fijación entre dos piezas que permite solamente el desplazamiento en dirección perpendicular a la cola de milano	
Cola de milano macho		Se deben consignar las cotas de la figura adjunta: altura, ángulo exterior y ancho menor.

TABLA 10.2. (CONT.) *Acotación de elementos constructivos.*

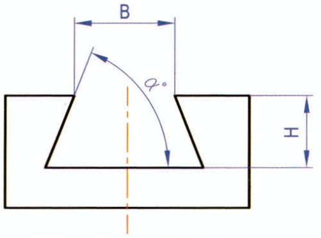
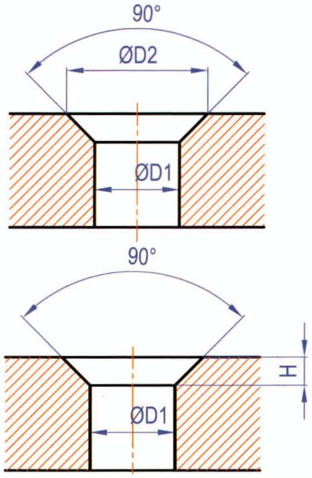
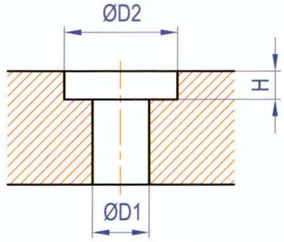
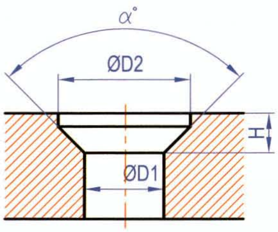
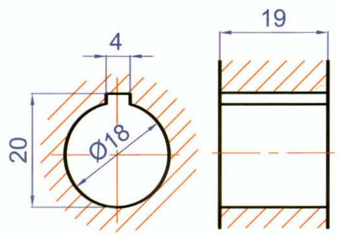
Cola de milano hembra		Se deben consignar las cotas de la figura adjunta: altura, ángulo exterior y ancho menor.
Avellanados	Los avellanados son orificios que se utilizan para alojar en su interior la cabeza de determinado tipo de tornillos.	
Avellanados cónicos		Los avellanados cónicos se acotan por medio del diámetro exterior o por la profundidad de la parte cónica y, en cualquier caso, por el ángulo del avellanado.
Avellanados cilíndricos		El alojamiento cilíndrico (para esconder tornillos de cabeza cilíndrica) se acota con el diámetro del alojamiento y su profundidad.
Avellanados cilíndrico-cónicos		El avellanado cónico puede tener en su extremo una terminación cilíndrica. Las cotas son las que aparecen en la figura adjunta.
Chaveteros	Son alojamientos sobre eje y sobre cubo (o rueda) para montar chavetas.	
Chavetero sobre cubo		Se necesitan las tres cotas de la figura adjunta. Las ranuras sobre los cubos son siempre, por motivos constructivos, pasantes.

TABLA 10.2. (CONT.) *Acotación de elementos constructivos.*

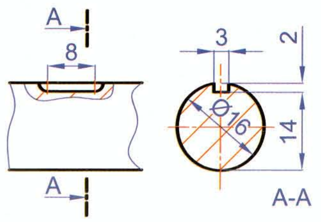
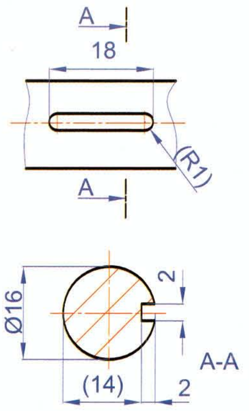
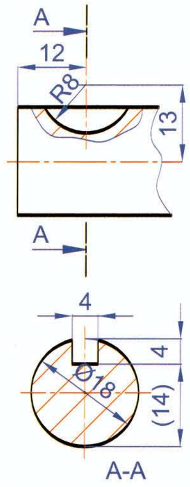
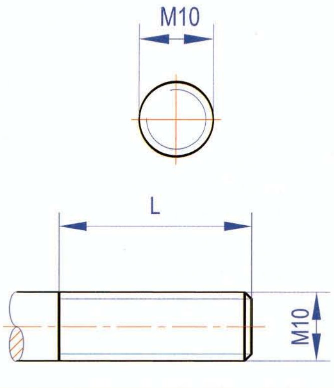
<table>
<tr>
<td rowspan="3">Chaveteros sobre ejes</td>
<td>
</td>
<td>Existen distintas variantes, según el tipo de chaveta. Para chavetas de extremos planos se utiliza la ranura sobre el eje de la figura adjunta. No es necesario acotar los radios de curvatura de entrada y salida de la herramienta de la ranura.
Obsérvese el detalle de lo que representa la cota de valor 2.</td>
</tr>
<tr>
<td>
</td>
<td>Para chavetas de extremos redondos se utiliza el chavetero sobre eje de la figura adjunta. Nótese la cota de 18, que acota entre extremos la ranura. Esta cota se indica de esta forma por ser cota funcional (determina el par que puede transmitir la unión enchavetada) y coincide con la longitud de la pieza que va ahí montada, pero no coincide con la cota de fabricación de la ranura, que sería la distancia entre centros de los dos extremos redondos.</td>
</tr>
<tr>
<td>
</td>
<td>Para lengüetas de disco se utiliza la ranura de la figura adjunta. Las cotas necesarias aparecen en dicha figura.</td>
</tr>
<tr>
<td>Roscas</td>
<td colspan="2">Las roscas son hélices que se han mecanizado sobre cilindros macizos o huecos. Pueden tener diferentes perfiles.</td>
</tr>
<tr>
<td>Rosca macho (tornillos)</td>
<td>
</td>
<td>Los extremos de la rosca en los tornillos se hacen generalmente con un achaflanado o un abombamiento. Los extremos de rosca se acotan de tal modo que el achaflanado o el abombamiento quede incluido dentro de la longitud de la rosca. Como norma general, no se acota dicho chaflán ni el abombamiento. Como cifra de cota se coloca la designación del tipo de rosca. La cota afecta siempre a la medida nominal de la rosca, que en tornillos coincide con el diámetro exterior. Se debe acotar siempre la longitud útil roscada.</td>
</tr>
</table>

TABLA 10.2. (CONT.) *Acotación de elementos constructivos.*

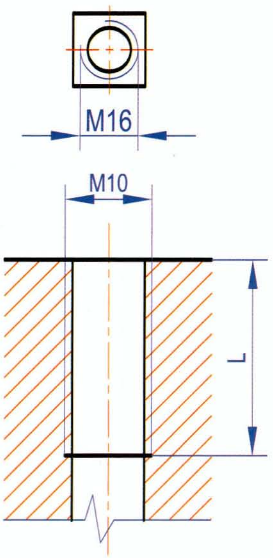
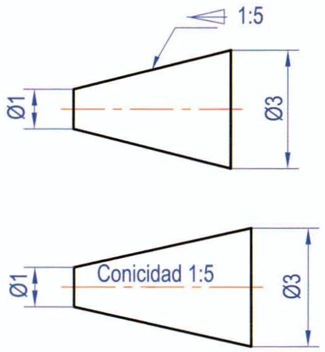
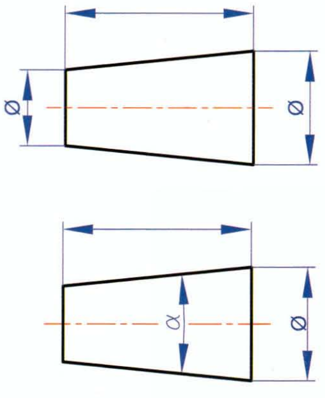
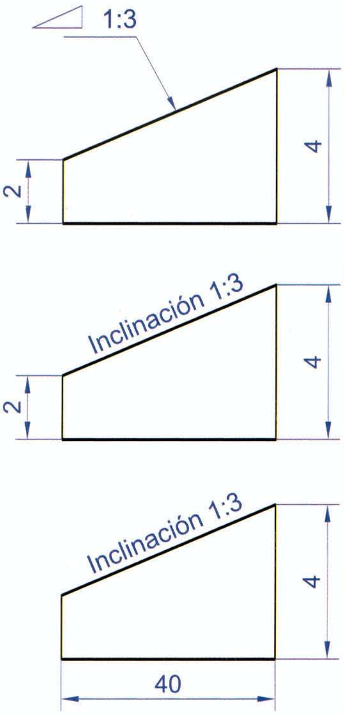
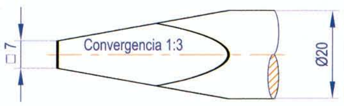
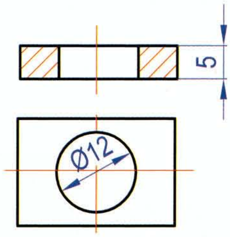
Rosca hembra (tuerca)		Como cifra de cota se coloca la designación del tipo de rosca. La cota afecta siempre a la medida nominal de la rosca, que en roscas hembra coincide con el diámetro exterior. Se debe acotar siempre la longitud útil roscada.
Conicidad	Se define la *conicidad* como la relación que existe entre la diferencia entre dos diámetros de un tronco de cono y su altura.	
Conicidad		De esta forma se puede definir el cono por dos condiciones geométricas y la conicidad (ver figura adjunta). La conicidad se expresa mediante el símbolo ▷ orientado de la misma forma que el cono real, seguido por una fracción que expresa su valor, o con la palabra *conicidad,* seguida del valor, situada sobre la línea de eje. La conicidad se expresa en fracciones de 1 (1:50, 2:1, etc.). La conicidad se utiliza únicamente para elementos cónicos (no planos inclinados).
		Para definir un elemento troncocónico pueden utilizarse varias magnitudes: la abertura del cono (dada por su ángulo o por su conicidad), el diámetro mayor, el diámetro menor, el diámetro en un plano de referencia dado (que puede estar dentro del elemento cónico o fuera de éste, debiéndose fijar la cota de posición de este plano de referencia), y por último, la longitud del elemento cónico. Se necesitan tres cotas para definir un elemento troncocónico, salvo si se utiliza la sección de referencia, en cuyo caso son precisas cuatro cotas. La elección de las magnitudes que se van a utilizar depende de cada pieza y de cada diseño, y en concreto de las condiciones funcionales del mismo. Se especifica el ángulo o la conicidad (las dos cotas tienen el mismo significado) cuando en el plano de conjunto se tiene un acoplamiento cónico entre dos elementos y es importante la tolerancia de la magnitud angular. Si el elemento troncocónico no tiene acoplamiento con ningún otro elemento, es mejor definirlo por sus dos diámetros y la altura. En la figura adjunta aparecen ejemplos de acotación de elementos cónicos.

TABLA 10.2. (CONT.) *Acotación de elementos constructivos.*

<table>
<tr><td>Inclinación</td><td colspan="2">La inclinación se define como la relación que existe entre la diferencia de dos alturas perpendiculares a la base y la distancia entre ellas.</td></tr>
<tr><td>Inclinación</td><td>
</td><td>Se puede definir el plano inclinado por dos condiciones geométricas y la inclinación respectivamente (véase figura adjunta). La inclinación se expresa mediante el símbolo ⊿ seguido por una fracción que expresa su valor y orientado según la inclinación real. La inclinación se expresa en fracciones de 1 (1:50, 2:1, etc.).
La inclinación se utiliza únicamente para elementos planos (no elementos cónicos)
Para definir un plano inclinado, también pueden utilizarse varias magnitudes: altura del lado menor, altura del lado mayor, longitud del elemento y ángulo de inclinación o inclinación. Se debe elegir un juego de tres magnitudes para definir el elemento.
La elección de las magnitudes a acotar dependerá de las condiciones de funcionalidad y tolerancias del diseño. Se deberá elegir la acotación por inclinación o ángulo en aquellos elementos en los que hay un acoplamiento de un plano inclinado.</td></tr>
<tr><td>Convergencia</td><td>
</td><td>Aunque no es muy frecuente, a veces se utiliza el término convergencia para acotar el ángulo que forman dos planos concurrentes. Su definición es totalmente análoga a la conicidad. En el caso de la figura, la convergencia se calcula como la diferencia de los lados de la base de la pirámide cuadrada dividida por la altura.</td></tr>
<tr><td>Recortes y refuerzos</td><td>

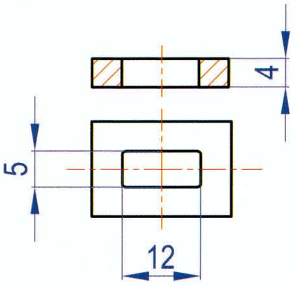

</td><td>Orificios en chapa de forma más o menos irregular que no se intersectan con ninguna arista del perímetro.
a) Ranura pasante de forma cilíndrica.
b) Ranura pasante de forma cuadrada o rectangular.</td></tr>
</table>

TABLA 10.2. (CONT.) *Acotación de elementos constructivos.*

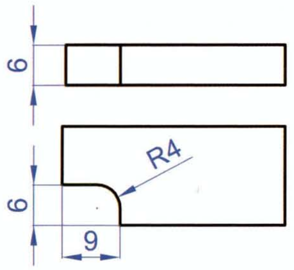
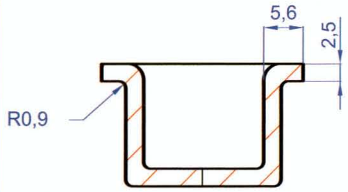
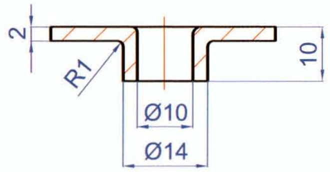
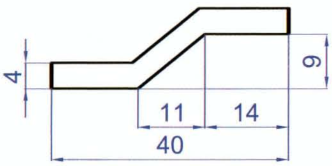
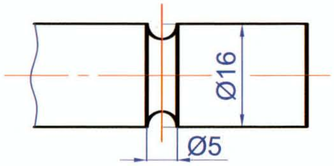
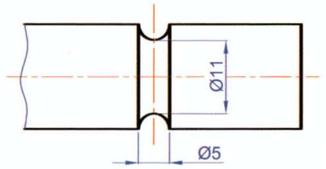
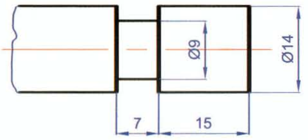
		Esquina de forma cuadrada o rectagular eliminada de una esquina de una plancha.
		Labio. Pequeño saliente alrededor de un hueco. Añade más resistencia y evita goteos. No suelen ser mayores de tres veces el espesor.
Punzonado en chapa		Agujero perforado en chapa.
Pliegues		Doblez sencillo, realizado en chapa manteniendo las dos superficies paralelas, sin cambio de espesor.
Ranuras	Las ranuras tienen diferentes aplicaciones, y pueden ser fabricadas por fresado y torneado. Normalmente, en el inicio o final aparece la huella de la herramienta empleada, siendo ése uno de los criterios para su definición.	
Ranuras		Ranura toroidal externa sobre un cilindro cuya generatriz coincide con el diámetro del cilindro.
		Ranura toroidal externa sobre un cilindro destinada al montaje de juntas tóricas, las cuales se definen por su diámetro y su hueco interior.
		Ranura cilíndrica exterior realizada sobre un cilindro.

TABLA 10.2. (CONT.) *Acotación de elementos constructivos.*

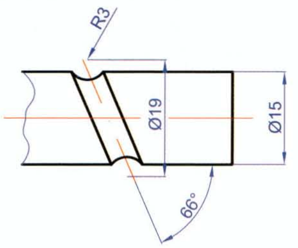
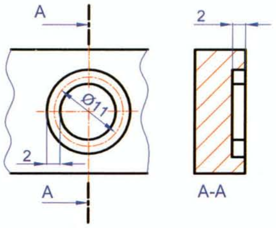
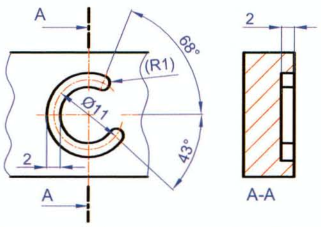
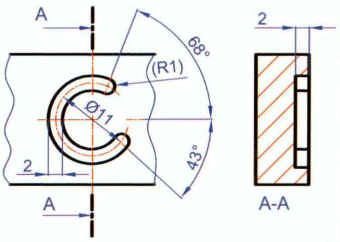
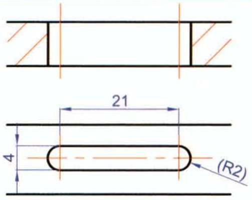
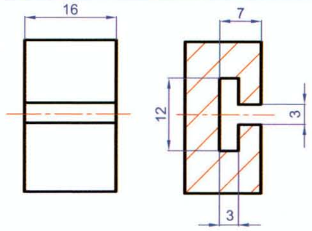
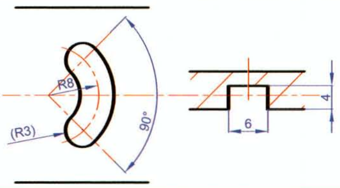
		Ranura tórica exterior e inclinada respecto del eje del cilindro principal.
		Ranura realizada con fresa vertical completando un círculo completo.
		Ranura circular realizada con fresa vertical sin completar 360° y sin ser pasante.
		Ranura circular realizada con fresa vertical sin completar 360° y pasante.
		Ranura fresada plana y recta realizada con una fresa vertical.
		Ranura fresada plana y recta realizada con una fresa en forma de T.
		Ranura fresada plana y angular realizada con una fresa vertical.

TABLA 10.2. (CONT.) *Acotación de elementos constructivos.*

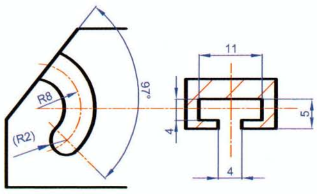
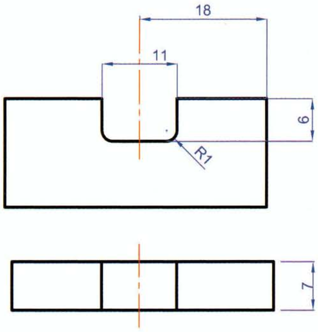
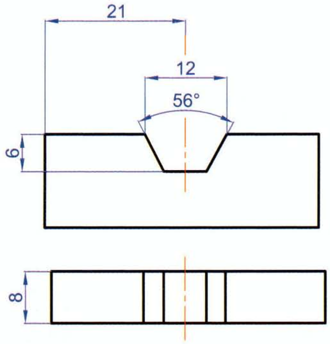
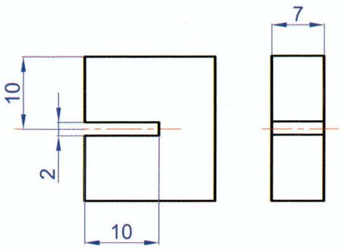
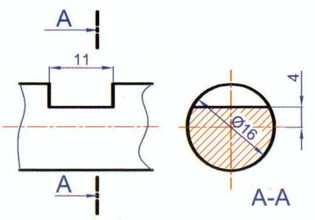
		Ranura fresada plana y recta realizada con una fresa de forma en T.
		Ranura realizada en el borde exterior de la pieza. Se posiciona el centro de la herramienta que va a realizar la hendidura y se acota la forma de la misma.
		Ranura realizada en el borde exterior de la pieza. Se posiciona el centro de la herramienta que va a realizar la hendidura y se acota la forma de la misma. En este caso se acota el ángulo y la abertura en el lado más exterior de la pieza.
		Pequeña ranura en chapa producida por el corte de una sierra. Se utiliza para permitir dilataciones o contracciones.
		Planos. Pequeños rebajes realizados sobre un cilindro por medio de una fresa.

TABLA 10.2. (CONT.) *Acotación de elementos constructivos.*

10.13. ACOTACIÓN PARA LA FABRICACIÓN

10.13.1. ACOTACIÓN PARA PROCESOS DE ARRANQUE DE VIRUTA

Se fabrica con arranque de viruta cuando se le quita material sobrante en forma de viruta a una pieza. Una buena acotación será la que refleje la forma más económica de realizarla.

El fresado, torneado, refrentado, cepillado, taladrado, aserrado, etc., son procesos muy normales de arranque de viruta. Estos procedimientos se pueden clasificar a su vez según la forma en que se realicen:

- **Acotación para el arranque rectilíneo de la viruta**

El arranque de la viruta será rectilíneo cuando la herramienta utilizada avance paralelamente al eje o al plano principal de la pieza.

Si la pieza no es simétrica, normalmente se toman como referencia los dos planos que se van a mecanizar en primer lugar, resolviendo la fabricación y la acotación a partir de ellos, como se observa en la figura 10.68.

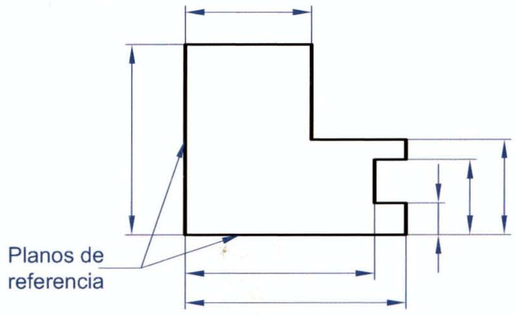


FIGURA 10.68. PLANOS DE REFERENCIA DE UNA PIEZA.

Si la pieza que se va a acotar tiene forma simétrica, los planos de simetría son los que sirven de planos de referencia, según se aprecia en la figura 10.69.

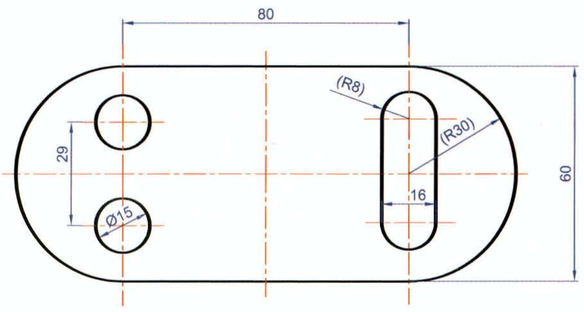


FIGURA 10.69. UTILIZACIÓN DE LOS PLANOS DE SIMETRÍA COMO PLANOS DE REFERENCIA.

- **Acotación para el arranque circular de la viruta**

Los procedimientos de mecanizado con movimiento circular son el cilindrado y el refrentado, el taladrado, el avellanado, el escariado, el torneado cónico, el roscado, el torneado de piezas de forma, el ranurado y el moleteado.

Es corriente considerar como planos de referencia en este caso el plano correspondiente al apoyo del elemento que se va a fabricar y su extremo opuesto, como se aprecia en la figura 10.70.

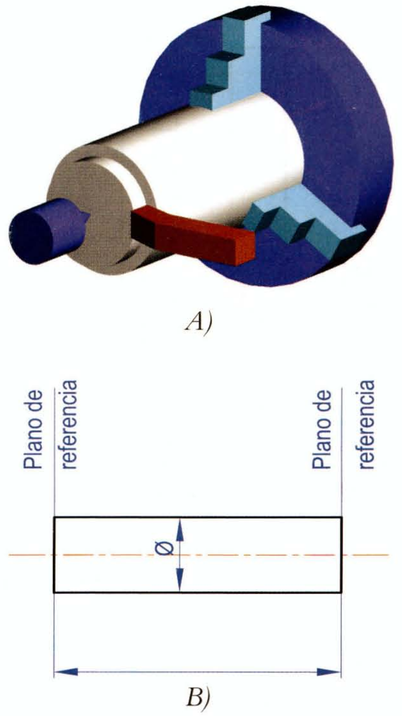


FIGURA 10.70. *A)* TORNO. *B)* LA MECANIZACIÓN DE LAS PIEZAS CILÍNDRICAS OBLIGA A CONSIDERAR PLANOS DE REFERENCIA DETERMINADOS.

En la construcción de cilindros escalonados de varios cuerpos, se acotará tomando como referencia la primera cara refrentada, y a partir de ésta, los distintos avances de la herramienta al cilindrar. Entonces, de acuerdo con la figura 10.71, que muestra las distintas etapas del mecanizado de la pieza, se obtiene la acotación de la figura 10.72.

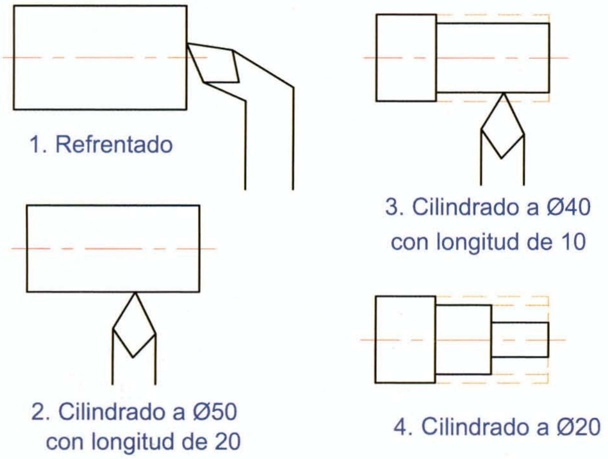


FIGURA 10.71. EJEMPLO DEL MECANIZADO DE UN CILINDRO.

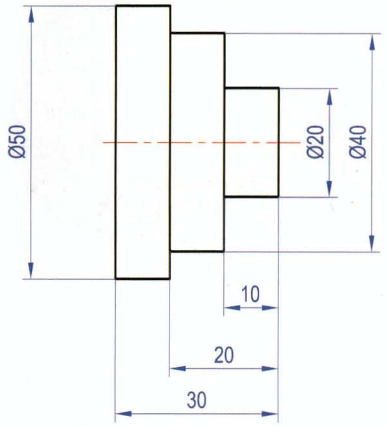


FIGURA 10.72. ACOTACIÓN DE LA PIEZA MECANIZADA SEGÚN LA FIGURA 10.71.

En la figura 10.71 se observan los distintos avances del torno al fabricar la pieza y la cara a refrentar que se toma como referencia; además esta cara es la de más fácil acceso para las herramientas, por lo que todos sus avances se realizarán por este lado.

Los taladros cilíndricos pasantes se acotan de igual forma que los elementos cilíndricos macizos. Cuando existen diversos agujeros coaxiales de distintos diamétros, se fabrican taladrando primero con la broca de menor diámetro, a continuación con la del siguiente diámetro, y así sucesivamente. Dado que se necesita determinar el avance de cada broca y su diámetro para proceder a la acotación, se toma como plano de referencia el plano utilizado por toda la serie de brocas, acotando con respecto a éste los distintos avances longitudinales de las mismas, como se muestra en la figura 10.73.

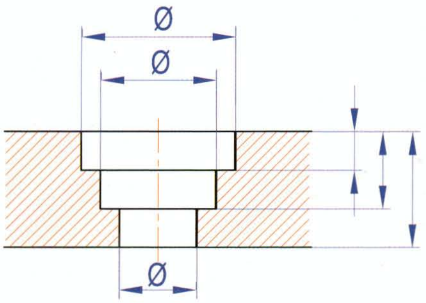


FIGURA 10.73. ACOTACIÓN DE TALADROS CONSECUTIVOS.

Los agujeros ciegos se acotan mediante su diámetro y la longitud cilíndrica final. No se acota hasta el extremo del cono, dado que esta forma cónica es la huella de mecanizado que produce la broca al taladrar (figura 10.74).

Los avellanados se acotan según se ve en la figura 10.75. El alojamiento cilíndrico (para esconder tornillos de cabeza cilíndrica) se acota con el diámetro del alojamiento y su profundidad. También se puede encontrar el avellanado con la terminación cilíndrica superior.

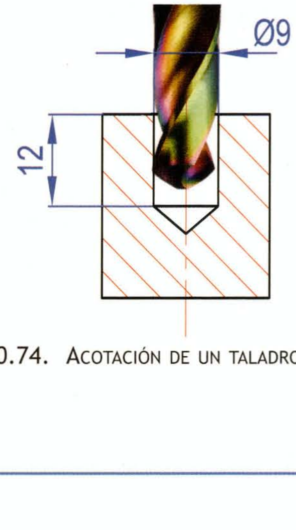


FIGURA 10.74. ACOTACIÓN DE UN TALADRO CIEGO.

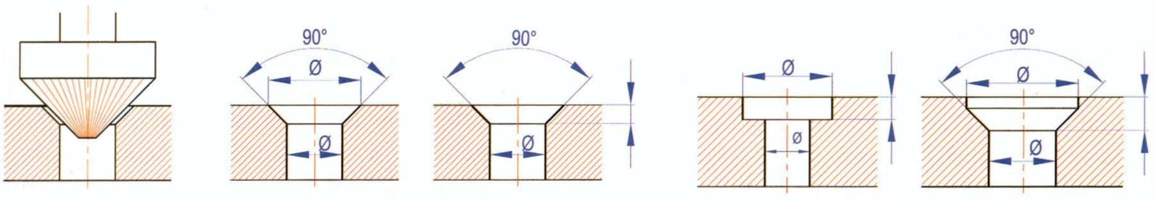
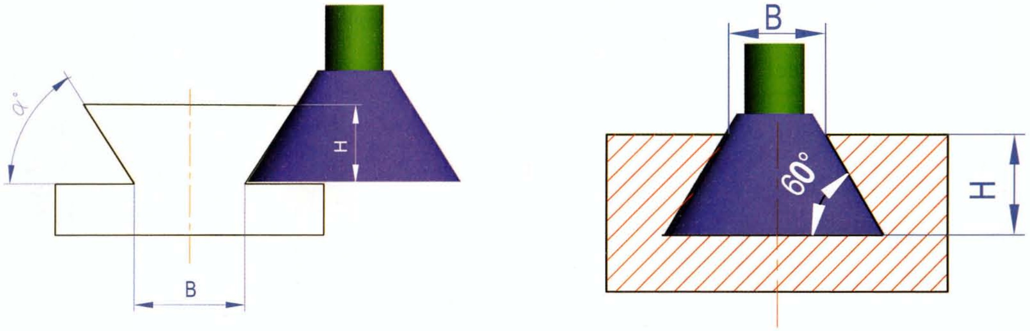


FIGURA 10.75. ACOTACIÓN DE UN AGUJERO AVELLANADO.

Las colas de milano se acotan según se observa en la figura 10.76.

Los agujeros de centrado tienen por objeto el montaje de las piezas pesadas entre los puntos del torno. Están normalizados y tienen su designación correspondiente, la cual puede verse en la figura 10.77. La norma UNE-EN ISO 6411 especifica la forma de representación, la designación y las series de valores normalizados para los agujeros de centrado.



A) *B)*

FIGURA 10.76. *A)* COLA DE MILANO MACHO. *B)* COLA DE MILANO HEMBRA.

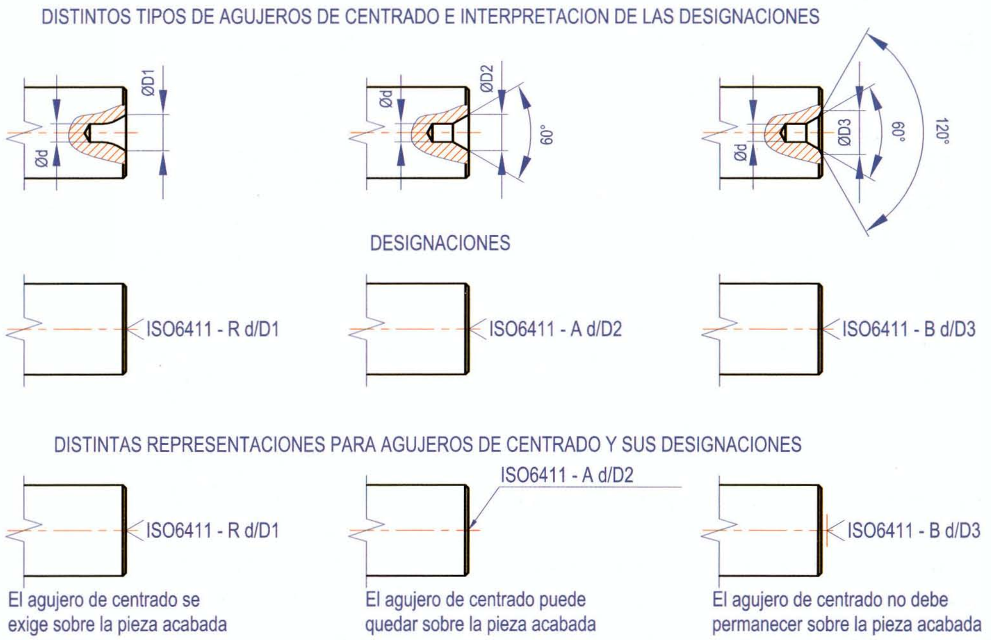


FIGURA 10.77. AGUJEROS DE CENTRADO.

10.13.2. Acotación de roscas

Los extremos de la rosca en los tornillos se hacen generalmente con un achaflanado o un abombamiento. Los extremos de una rosca se acotan de tal modo que el achaflanado o el abombamiento queden incluidos dentro de la longitud de la rosca. Como cifra de cota se ponen unas letras relativas a la designación del tipo de rosca (según se verá en el capítulo relativo a uniones roscadas) y el valor del diámetro nominal. La rosca más frecuente es la rosca métrica ISO, cuya designación consiste en anteponer la letra M al diámetro nominal de la rosca. En la figura 10.78 se aprecian algunos ejemplos de acotación de roscas. En el capítulo correspondiente a uniones roscadas aparece detallada la acotación de elementos roscados y el significado completo de los símbolos que aparecen en la figura 10.78.

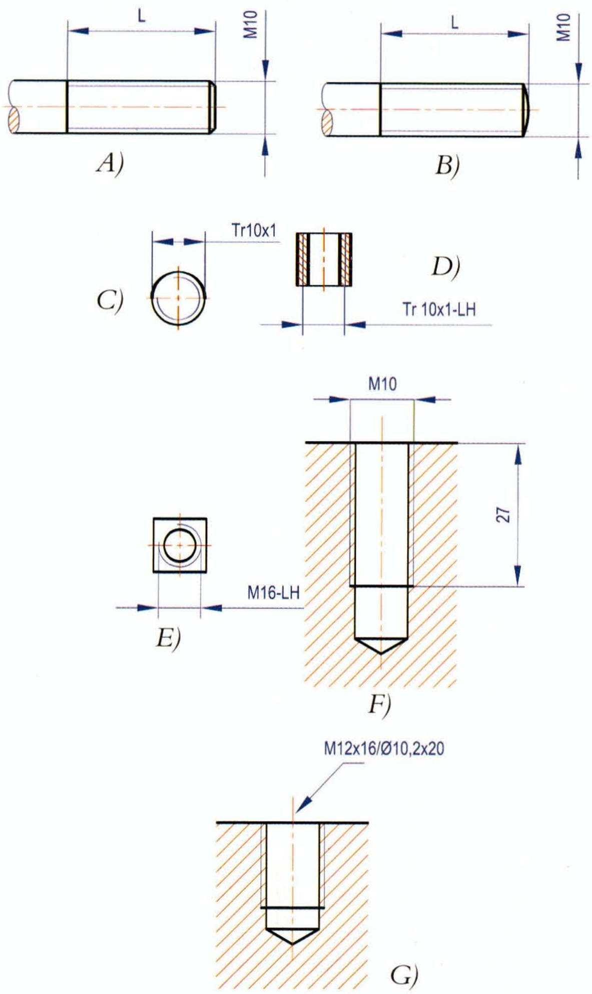


Figura 10.78. Acotación de roscas.

El diámetro nominal de la rosca se refiere siempre al diámetro mayor producido por ésta. La dimensión correspondiente a la longitud de roscado se refiere normalmente a la longitud de roscado útil. En el caso de taladros ciegos, se debe acotar la longitud útil roscada y puede omitirse, si no es funcional, la profundidad del taladro ciego. Cuando no se acota la longitud de taladro ciego, ésta debe ser 1,25 veces la longitud del roscado. Pueden utilizarse también acotaciones abreviadas, como la de la figura 10.78G.

El torneado de piezas con perfiles especiales requiere preparar primero un útil de forma o una guía especial según plantillas, lo cual es sólo rentable para grandes producciones (figura 10.79).

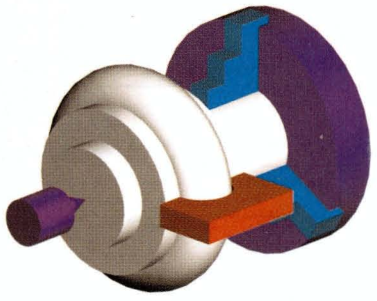


Figura 10.79. Torneado de forma.

En este caso es suficiente indicar la especificación y el número del útil o del montaje que se tienen que emplear, evitando de este modo dar otro tipo de mediciones (figura 10.80).

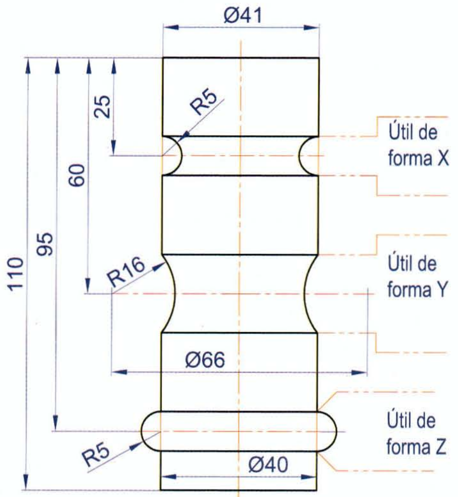


Figura 10.80. Acotación de una pieza fabricada con útiles de forma.

Para facilitar la sujeción de las piezas y evitar que resbalen por las manos o los dedos, se utilizan unos acabados llamados *moleteados*. Éstos consisten en la realización de estrías de diversas direcciones por medio de herramientas especiales. Las más normales son estrías paralelas o en forma de X. Se suele indicar el diámetro de la pieza, así como la longitud que se va a moletear y el tipo de estría que se quiere obtener (figura 10.81).

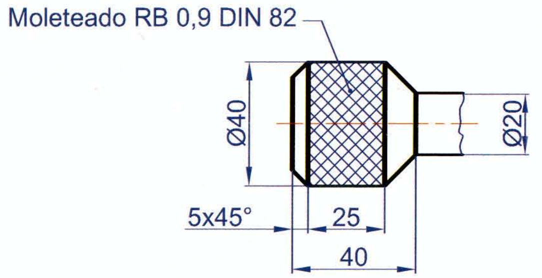


FIGURA 10.81. ACOTACIÓN DE UN MOLETEADO.

10.13.3. REPRESENTACIÓN Y ACOTACIÓN DE PIEZAS DOBLADAS Y PLEGADAS

Las piezas dobladas y plegadas se obtienen mediante un proceso de conformado a partir de una forma previa que, mediante deformación plástica, al ser conformada, se convierte en la forma final. En el proceso de doblado o de plegado no se suelen producir variaciones sustanciales de longitud (alargamientos o estiramientos), aunque pueden producirse.

Estas piezas se definen representando siempre su forma final, posterior al conformado, mediante líneas gruesas. Adicionalmente se representa la forma previa al conformado mediante líneas finas de trazo y dos puntos.

Como cotas se colocan las cotas funcionales de la pieza final y el resto de las cotas previas al conformado (figura 10.82A) que no se puedan deducir de las funcionales. Si las cotas previas al conformado se pueden deducir de las cotas funcionales (como en la manivela de la figura 10.82B, donde la cota de 122 es el desarrollo exacto del eje geométrico de la manivela), éstas se representan como cotas auxiliares. Si las cotas previas al conformado no corresponden o no se pueden obtener a partir de las finales porque se produce un alargamiento o acortamiento de la pieza durante el conformado, la cota previa al conformado no es auxiliar y por lo tanto no se pone entre paréntesis (figura 10.82A).

En los casos en que el radio de curvatura de doblado del eje geométrico de la pieza no es funcional (como en el caso de la manivela de la figura 10.82B), se acota el radio de curvatura de la herramienta que hace el doblado.

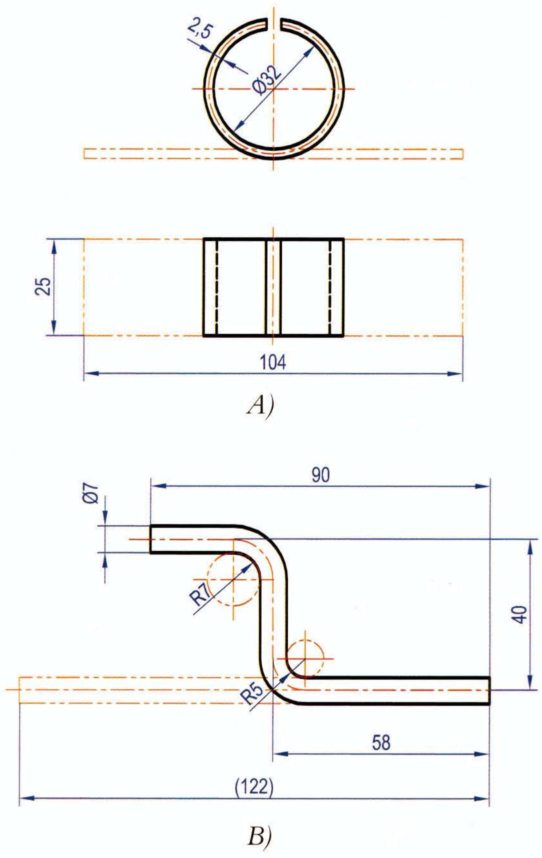


FIGURA 10.82. ACOTACIÓN DE PIEZAS DOBLADAS O PLEGADAS.

10.13.4. REPRESENTACIÓN Y ACOTACIÓN DE PIEZAS EMBUTIDAS Y ESTAMPADAS

Las piezas fabricadas por estampación o por embutición se obtienen de forma similar a las anteriores, aunque sufren una deformación plástica mucho más severa, siendo habitual que en el proceso de conformado sufran contracciones y/o estiramientos importantes. Este tipo de piezas se representan únicamente mediante su forma final. La forma previa al conformado no es

obvia y se obtiene mediante simulaciones con programas de cálculo complejos o a partir de la experiencia industrial. En la figura 10.83 aparece una pieza de este tipo.

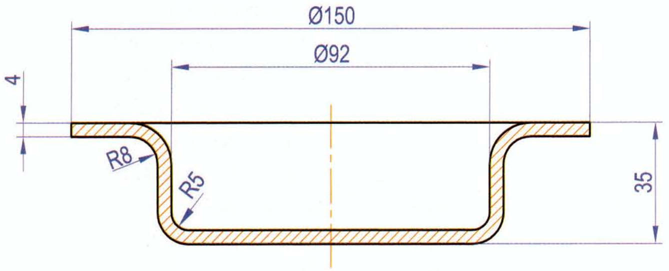


FIGURA 10.83. ACOTACIÓN DE PIEZAS EMBUTIDAS.

10.13.5. REPRESENTACIÓN Y ACOTACIÓN DE PIEZAS FABRICADAS MEDIANTE MOLDES

Las piezas fabricadas mediante moldes se obtienen al verter o colar el material fundido en un molde al que se le ha dado la forma deseada. Tras su solidificación, el material obtiene la forma del molde, con ligeras contracciones. El diseño de este tipo de piezas –fundición para materiales metálicos (aceros, aluminios, aleaciones, etc.) o inyección para materiales sintéticos (plásticos, etc.)– necesita tener en cuenta los moldes que se van a utilizar (figura 10.84A). El molde está formado por varias piezas unidas entre sí que tienen la forma complementaria a la pieza que se quiere obtener. Para introducir el material en su interior presenta unos orificios de entrada (denominados bebederos) y otros de aireación para permitir la salida del aire y gases (figura 10.84B). Estos orificios quedan al final rellenos de material, formándose unos elementos salientes producto del proceso de fabricación denominados *mazarotas,* que deberán eliminarse posteriormente (figura 10.84C). Asimismo, las piezas fabricadas mediante moldes pueden presentar en la zona de unión de los moldes unas imperfecciones denominadas *rebabas* (figura 10.84C). Tanto las rebabas como las mazarotas deben eliminarse posteriormente, aunque suelen dejar sobre la superficie marcas características (figura 10.84D).

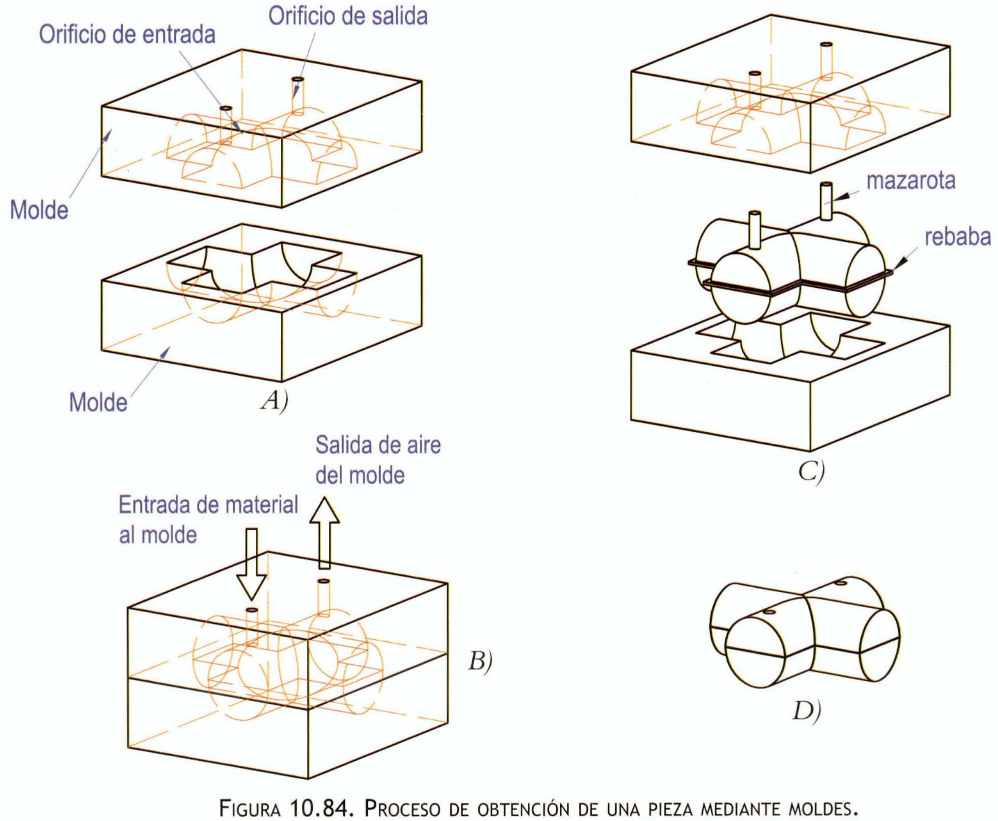


FIGURA 10.84. PROCESO DE OBTENCIÓN DE UNA PIEZA MEDIANTE MOLDES.

Las piezas fabricadas por forja presentan también en su estado final las rebabas en la superficie de unión de las matrices. Además, es frecuente que para desencajar la pieza del molde se tengan que utilizar extractores o expulsores que empujen la pieza hacia fuera, las cuales pueden dejar también marcas sobre la pieza final. Todas estas marcas se eliminan mediante procesos de arranque de viruta posteriores.

La norma ISO 10135 presenta la forma en la que se representa este tipo de piezas.

Todas las piezas fabricadas por fundición, forja o inyección necesitan unos ángulos de salida del molde que permitan que la pieza se desprenda fácilmente del mismo (figura 10.85). Estos ángulos deben especificarse en el plano de despiece el elemento. En la figura 10.85A aparece una pieza con sus dos moldes. En la figura 10.85B se ha representado la interpretación de la orientación que deben tener los ángulos de salida para que la pieza se pueda desmoldar (figura 10.85C).

Establecer ángulos de salida para dos superficies "nominalmente" paralelas es como decir que en la realidad no son paralelas, según se puede ver en la interpretación de la figura 10.85B, obteniéndose figuras que en lugar de ser rectángulos son trapecios. Para definir los ángulos de salida es necesario especificar en la pieza en cuál de los dos extremos se aplica la dimensión nominal, y cómo, a partir del punto de aplicación de la cota nominal, se aplica el ángulo de salida (figura 10.86); es decir, es necesario especificar cuál de las dos opciones representadas en la figura 10.86 es necesario considerar. Los ángulos de salida crecientes parten de la dimensión nominal y van creciendo, aportando más material a la pieza real. Los ángulos de salida decrecientes parten de la dimensión nominal y restan material a la pieza.

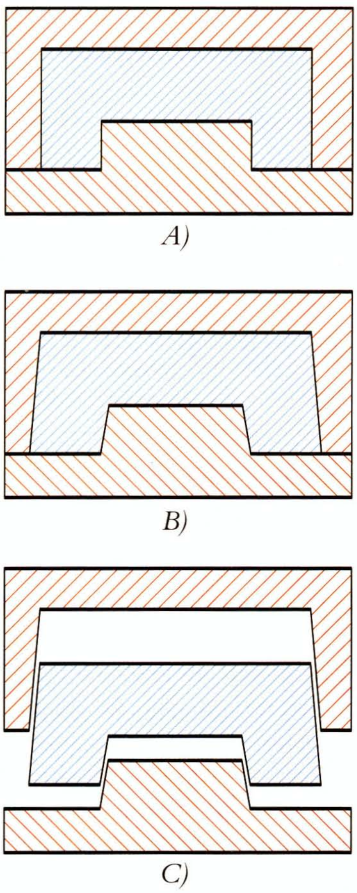


FIGURA 10.85. PIEZA CON SUS MOLDES E INTERPRETACIÓN DE LOS ÁNGULOS DE SALIDA NECESARIOS.

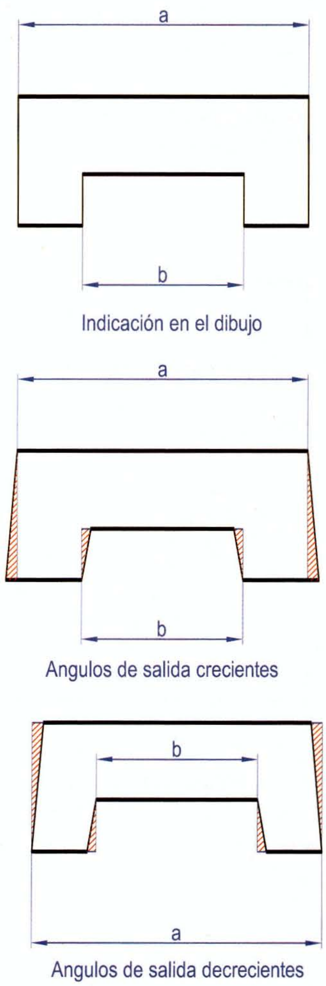


FIGURA 10.86. POSIBLES INTERPRETACIONES DE ÁNGULOS DE SALIDA A PARTIR DE LA COTA NOMINAL.

Las figuras 10.87 y 10.88 representan la forma de indicar el ángulo de salida del molde. La pieza se representa como si no tuviese ángulos de salida. La posición y el valor de los ángulos de salida se definen mediante una línea de referencia, el símbolo formado por un triángulo rectángulo con la hipotenusa orientada según la orientación del ángulo de salida y el cateto mayor paralelo a la arista, y el valor del ángulo expresado en forma numérica (p. ej., 2°) o como una fracción, de la misma forma que se define la inclinación (p. ej., 1:10).

Para superficies exteriores, la línea de referencia que define el ángulo de salida debe tocar el lugar donde se fija la dimensión nominal, mientras que para superficies interiores la línea de referencia debe tocar el lugar opuesto al que se mantiene la dimensión nominal (figuras 10.87 y 10.88).

Para superficies exteriores, los ángulos de salida crecientes (figura 10.87) parten de la dimensión nominal y la aumentan siempre, y para superficies interiores parten de la dimensión nominal y la disminuyen.

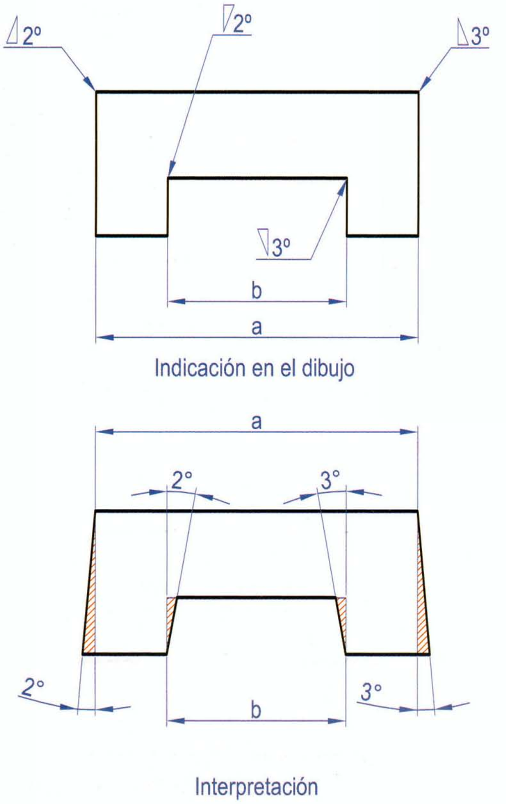


FIGURA 10.87. INDICACIÓN DE ÁNGULOS DE SALIDA CRECIENTES E INTREPRETACIÓN.

Los ángulos de salida decrecientes, para superficies exteriores parten de la dimensión nominal y la disminuyen siempre, y para superficies interiores parten de la dimensión nominal y la aumentan (figura 10.88).

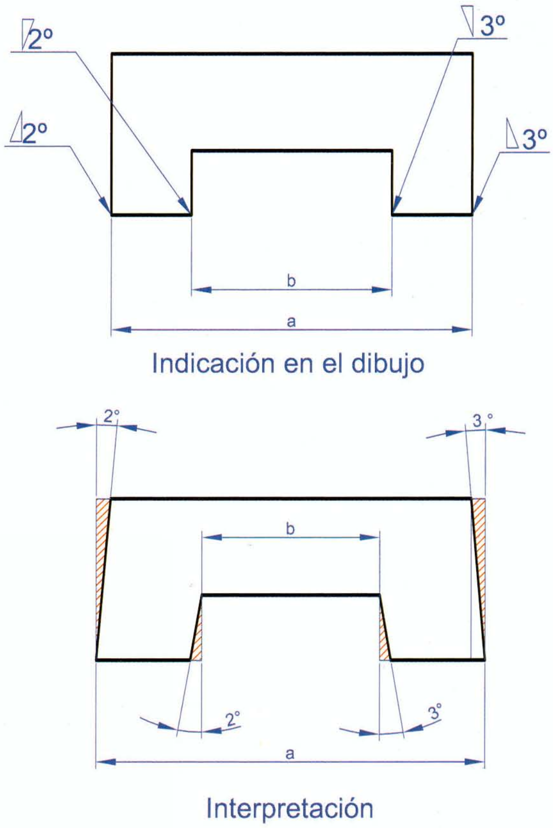


FIGURA 10.88. INDICACIÓN DE ÁNGULOS DE SALIDA DECRECIENTES E INTREPRETACIÓN.

Se denomina *línea de partición* a la línea de división de las distintas piezas que componen el molde. Los *ángulos de salida* con pendientes en dos direcciones, como por ejemplo en líneas de partición, se representan según se ve en la figura 10.89. La cota nominal se aplica en el exterior; para las superficies exteriores la dimensión aumenta, mientras que para las superficies interiores la dimensión disminuye, aplicando siempre un criterio de máximo material en la pieza. La línea de partición se representa en las partes vistas como una línea gruesa continua, y en las vistas cortadas como una línea gruesa de trazo y punto (figuras 10.89 y 10.90). El símbolo que define la línea de partición es un cuadrado

dibujado con línea fina continua y girado 45° que se sitúa sobre la línea de partición y en el exterior del contorno de la pieza (figuras 10.89 y 10.90).

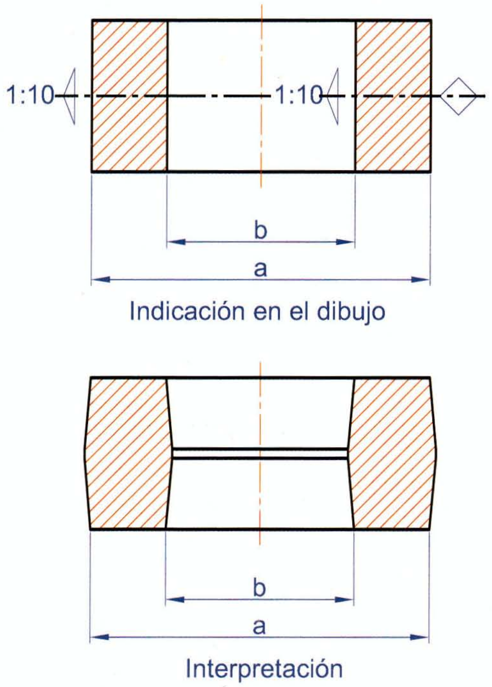


FIGURA 10.89. INDICACIÓN EN EL DIBUJO E INTERPRETACIÓN DE ÁNGULOS DE SALIDA CON PENDIENTE EN DOS DIRECCIONES Y DE LA LÍNEA DE PARTICIÓN.

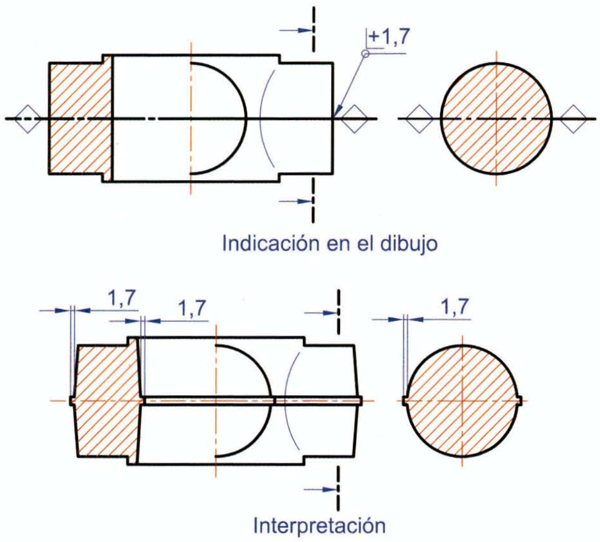


FIGURA 10.90. INDICACIÓN EN EL DIBUJO E INTERPRETACIÓN DE LAS LÍNEAS DE PARTICIÓN Y DE LAS REBABAS MÁXIMAS.

El tamaño máximo de rebaba permanente (en la figura 10.90 vale +1,7) se debe indicar mediante una línea de referencia y un símbolo, tal y como se muestra en la figura 10.90. Si la rebaba hace referencia al contorno completo de la pieza, se debe añadir un círculo, como el que aparece al principio del trazo horizontal de la referencia. Si no hace referencia a un contorno cerrado, no se debe colocar dicho círculo.

Si se necesita especificar el solape máximo permitido (también llamado *desajuste*) producido por errores de alineación de los componentes del molde, se debe colocar el valor a continuación del símbolo de la línea de partición. Se colocará en tantas vistas como sea necesario según los diferentes planos en que se pueda producir el desajuste (figura 10.91).

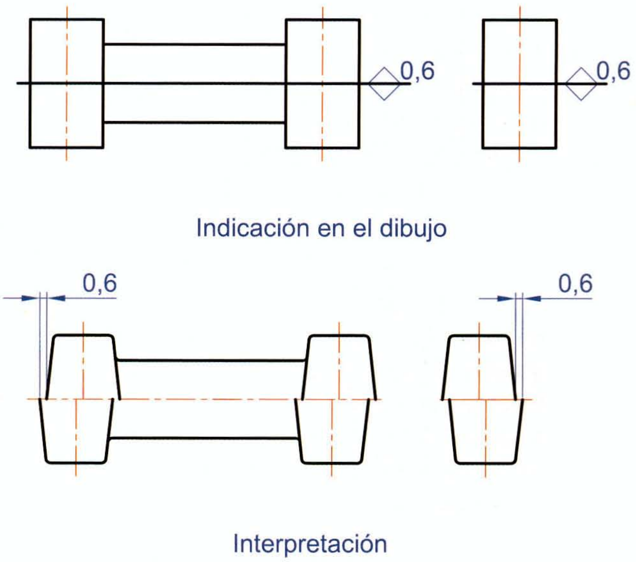


FIGURA 10.91. INDICACIÓN EN EL DIBUJO E INTERPRETACIÓN DE SOLAPES MÁXIMOS PERMITIDOS.

Cuando sea necesario especificar las marcas de orificios de colada, bebederos, mazarotas, huellas o marcas de extractores y expulsores, éstas se deben indicar con los símbolos recogidos en la figura 10.92. El símbolo y el último tramo de la línea de referencia deben colocarse paralelos a la superficie a la que apuntan. Las dimensiones de las marcas anteriormente citadas pueden indicarse según sean necesarias o no. La primera dimensión indica el diámetro o la diagonal mayor, y la segunda la altura o la profundidad máxima.

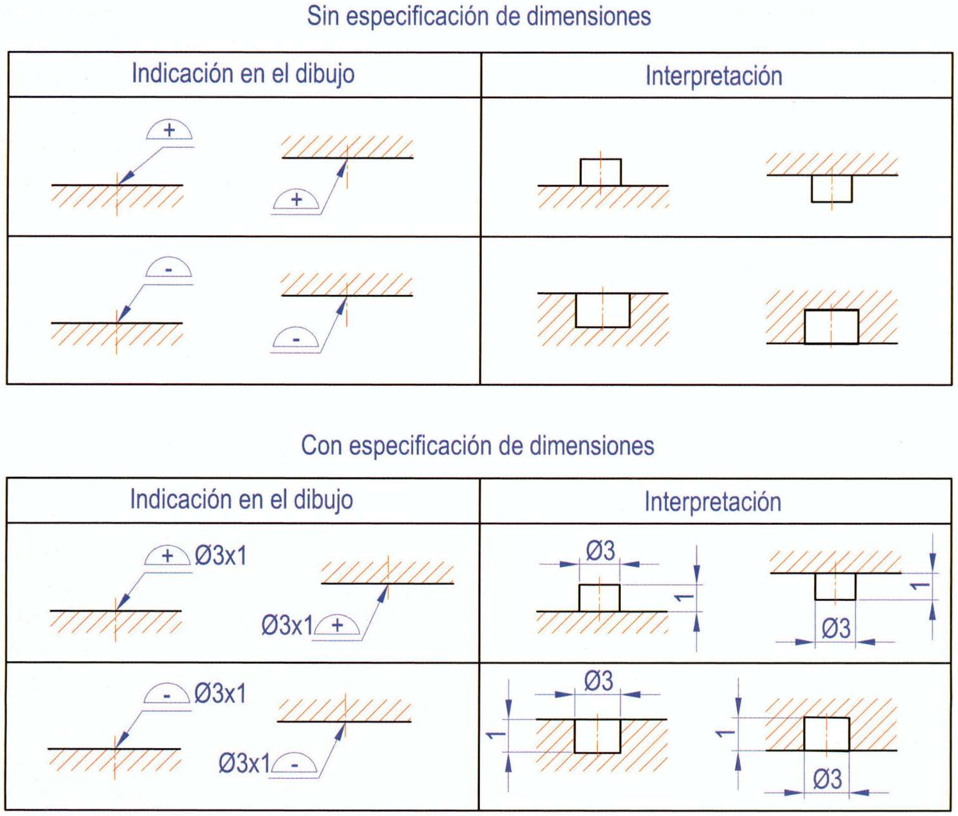


FIGURA 10.92. INDICACIÓN EN EL DIBUJO E INTERPRETACIÓN DE MARCAS DE MAZAROTAS, BEBEDEROS, EXTRACTORES, EXPULSORES, ETCÉTERA.

Si la pieza lleva troquelada, estampada o grabada alguna marca de identificación, la posición de ésta se indica con un rectángulo de línea fina de trazo y dos puntos, según se ve en la figura 10.93. Si es necesario, se deberán indicar las cotas de situación necesarias para definir la posición de dicha marca.

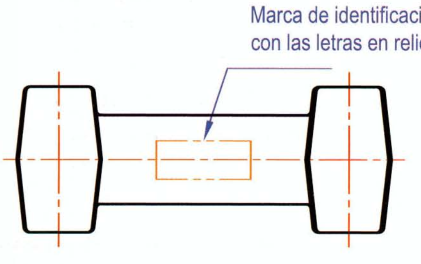


FIGURA 10.93. INDICACIÓN EN EL DIBUJO DE MARCAS DE IDENTIFICACIÓN TROQUELADAS, ESTAMPADAS O GRABADAS.

Se debe indicar si las letras del marcado van en relieve o no, la altura o profundidad del marcado y el tipo de letra que se va a emplear.

10.13.6. PIEZAS EN BRUTO

Las piezas en bruto incluyen el material adicional de partida antes de conseguir la forma final. Esta forma final puede ser representada sobre la pieza en bruto por medio de una línea fina de trazos y doble punto (figura 10.94).

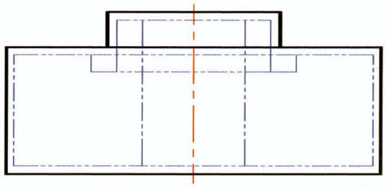


FIGURA 10.94. INDICACIÓN DE LA PIEZA FINAL SOBRE LA PIEZA EN BRUTO.

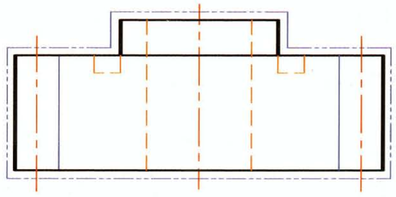


FIGURA 10.95. INDICACIÓN DE LA PIEZA EN BRUTO SOBRE LA PIEZA FINAL.

También es posible indicar la pieza en bruto sobre la pieza final utilizando igualmente una línea de trazo y doble punto (figura 10.95).

Las piezas en bruto deben ir identificadas indicando el número de pieza o marca, la identificación del fabricante y, si es posible, el lote, fecha o número de material de la misma.

Además de los datos anteriores, se deberán indicar las tolerancias generales necesarias, las tolerancias dimensionales y geométricas específicas de la pieza, las superficies que se van a mecanizar posteriormente, los estados superficiales, los tratamientos térmicos, etcétera.

10.13.7. Acotación de indicaciones especiales en superficies

Algunas veces se necesita indicar que una superficie o una porción de ella es objeto de alguna especificación particular (un tratamiento térmico, algún tratamiento superficial específico, etc.). En este caso, la superficie o la longitud deben indicarse con una línea de trazo y punto gruesa, trazada exterior y paralelamente a la superficie o longitud en cuestión, y se debe acotar la distancia de ella (figura 10.96A). Cuando esta indicación se refiera a un elemento de revolución, solamente se deberá situar en uno de los lados (figuras 10.96B y 10.96C). Si se necesita indicar también la posición y las dimensiones de la especificación, éstas se deberán acotar (figura 10.96C).

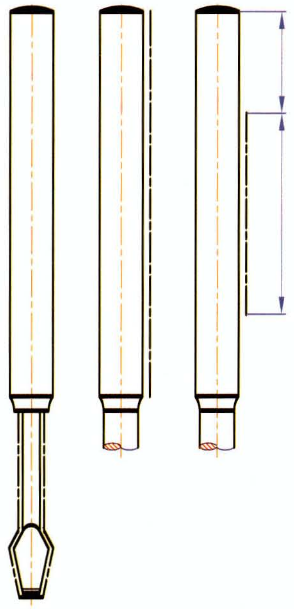


FIGURA 10.96. Acotación de indicaciones especiales en superficies. *A)* Indicación de una superficie cualquiera. *B)* Indicación de una superficie de revolución. *C)* Indicación de una zona concreta.

10.14. Sistematización del proceso de acotación de una pieza

Una pieza será el resultado de la combinación de distintas primitivas. Las vistas que definen la pieza deben ser también una combinación de las vistas que definen cada una de sus primitivas, y las cotas, una combinación de las cotas de los elementos que componen la pieza.

Se puede establecer que la acotación de una pieza "compleja" es igual a la acotación de todos los elementos que la componen (cotas dimensionales de cada elemento), más una serie de cotas denominadas *cotas de posición* o *de situación,* que representan el lugar relativo que ocupan unos elementos respecto de los otros.

Este método requiere un estudio previo de la geometría de la pieza. Se debe determinar qué primitivas la forman y en qué secuencia se combinan. Una vez decidido esto, se "arrastran" las cotas de las primitivas sobre las vistas de la pieza y se añaden sus cotas de posición. Este sistema ayuda también a decidir qué vistas son las necesarias para definir la pieza, ya que se utilizarán tantas vistas como necesiten sus primitivas para quedar definidas.

Con este método, además de determinar todas las cotas necesarias y suficientes, se puede controlar cuántas vistas resultan necesarias para la mejor determinación de la pieza.

Por último, se deberán tener en cuenta las normas de acotación, dado que determinadas cotas dimensionales o de situación están sujetas a normas, como por ejemplo la situación de elementos simétricos.

Veamos un ejemplo correspondiente al cuerpo de válvula representado en la figura 10.97.

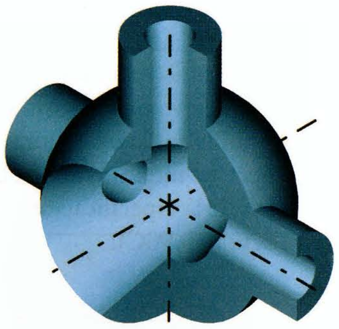


FIGURA 10.97. CUERPO DE VÁLVULA.

El primer paso (figura 10.98) consiste en determinar las primitivas básicas que componen la pieza. La primera será una esfera de diámetro 100, centrada en el origen de coordenadas. La esfera necesita una única vista y una única cota dimensional (su diámetro).

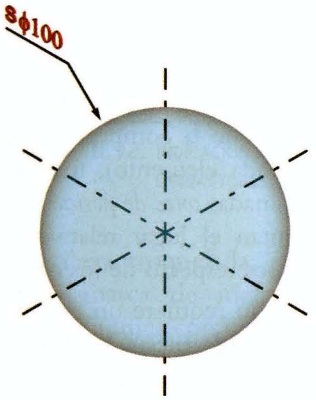


FIGURA 10.98. PASO 1: DEFINICIÓN DE LA ESFERA CENTRAL.

La segunda fase (figura 10.99) comprende la definición de dos cilindros. El primero de ellos, de eje horizontal, diámetro 40 y altura 140, situado con su eje coincidente con el horizontal y centrado respecto al plano de simetría. El segundo cilindro tiene diámetro 40 y altura indefinida y está situado sobre el eje vertical con la base superior a cota 80. En la figura 10.99 puede verse por qué se dice que el cilindro vertical tiene "altura indefinida": basta con situar su base superior y la altura será la necesaria para que llegue a intersectar totalmente con el cuerpo de la esfera. El cilindro horizontal se situará con el eje paralelo al horizontal y simétricamente respecto del eje vertical (en este caso, al tratarse de un elemento situado simétricamente, las normas de acotación indican que no se debe especificar cota de situación de ninguna de sus bases).

Los dos cilindros se pueden definir también en una sola vista, coincidente con el alzado de la pieza.

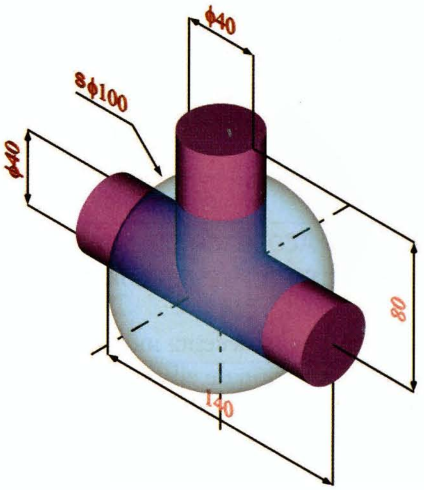


FIGURA 10.99. PASO 2: DEFINICIÓN DE LOS CILINDROS EXTERIORES.

El tercer paso (figura 10.100) consiste en realizar la suma de todas las primitivas (figura 10.100A), obteniéndose el cuerpo de la figura 10.100C. Las cotas de la unión de cuerpos son las correspondientes a las dimensionales y posicionales de las primitivas sencillas, y se sigue necesitando una sola vista, el alzado, y además sin seccionar, ya que aún no se ha definido ningún elemento interior.

Obsérvese que al realizar la unión de las dos piezas han aparecido aristas nuevas en la pieza, producto de la intersección de las superficies exteriores de los cilindros con la esfera. Como estas aristas provienen de una operación geométrica entre las primitivas, *no se deben acotar.* Seguidamente se realiza un taladro pasante (no necesita pues definir su longitud) de eje horizontal y diámetro 20, tal y como se representa en la figura 10.101.

En este caso se mantiene una sola vista pero se incluye un corte, necesario para definir el taladro interior. Como la pieza es simétrica, se elige un medio-corte.

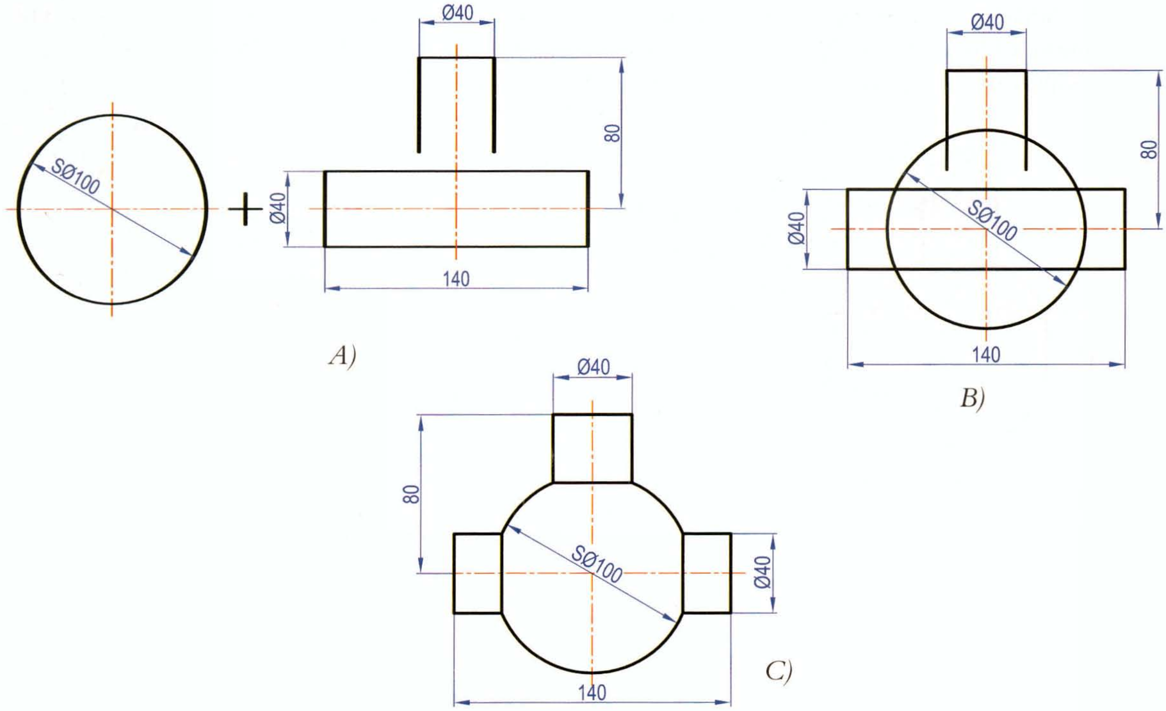


FIGURA 10.100. PASO 3: UNIÓN DE LA ESFERA CON LOS CILINDROS EXTERIORES. *A)* CUERPOS PARA SUMAR A LA ESFERA. *B)* SITUACIÓN RELATIVA DE LOS ELEMENTOS, PREVIA A LA UNIÓN. *C)* PIEZA RESULTANTE.

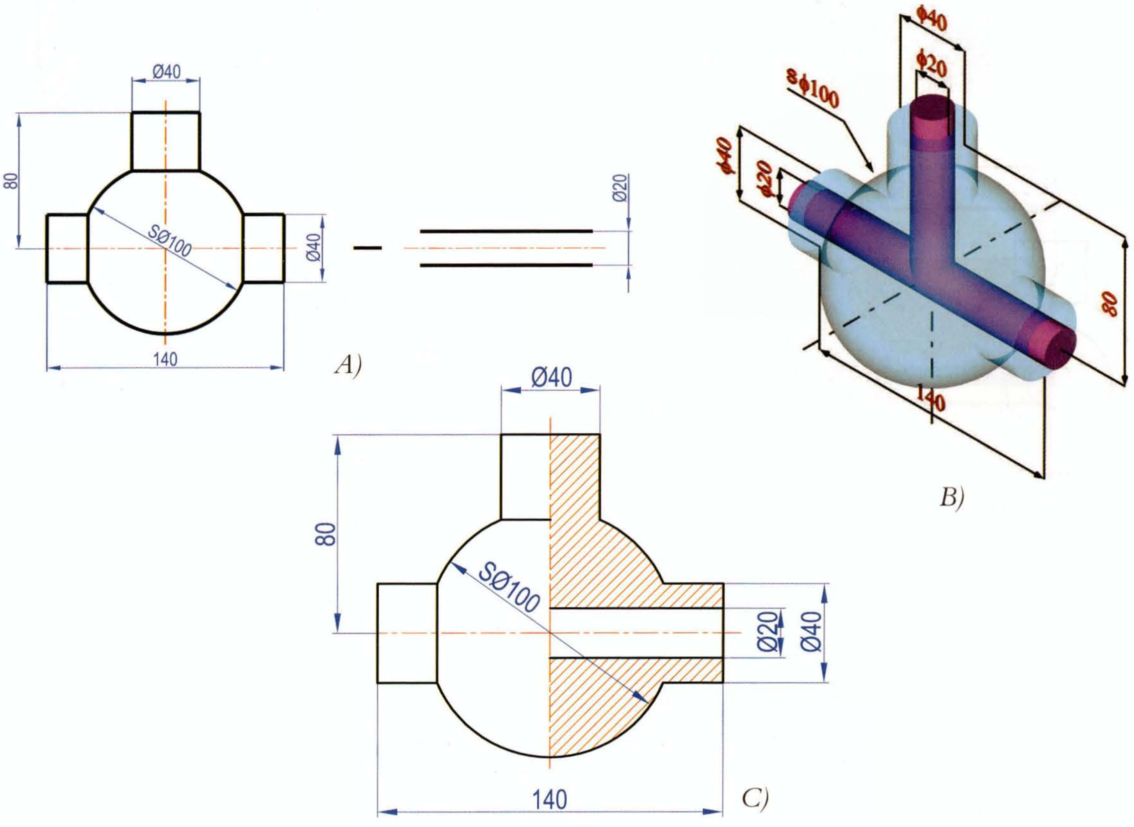


FIGURA 10.101. PASO 4: TALADRO INTERIOR HORIZONTAL. *A)* PRIMITIVAS QUE SE VAN A RESTAR. *B)* SITUACIÓN RELATIVA DE LAS PIEZAS. *C)* PIEZA FINAL.

Seguidamente se realiza un taladro vertical de diámetro 20 (figura 10.102A), entrando desde la cara superior hasta el eje horizontal. Tampoco se necesita definir la altura. Se mantiene una vista con una media-sección (figura 10.102).

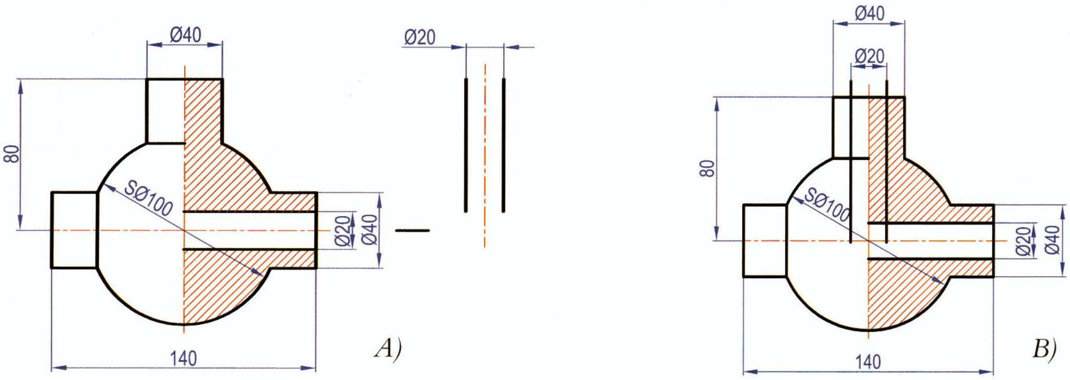


FIGURA 10.102. PASO 5. TALADRO VERTICAL. *A)* ELEMENTOS QUE SE VAN A RESTAR. *B)* PIEZA FINAL.

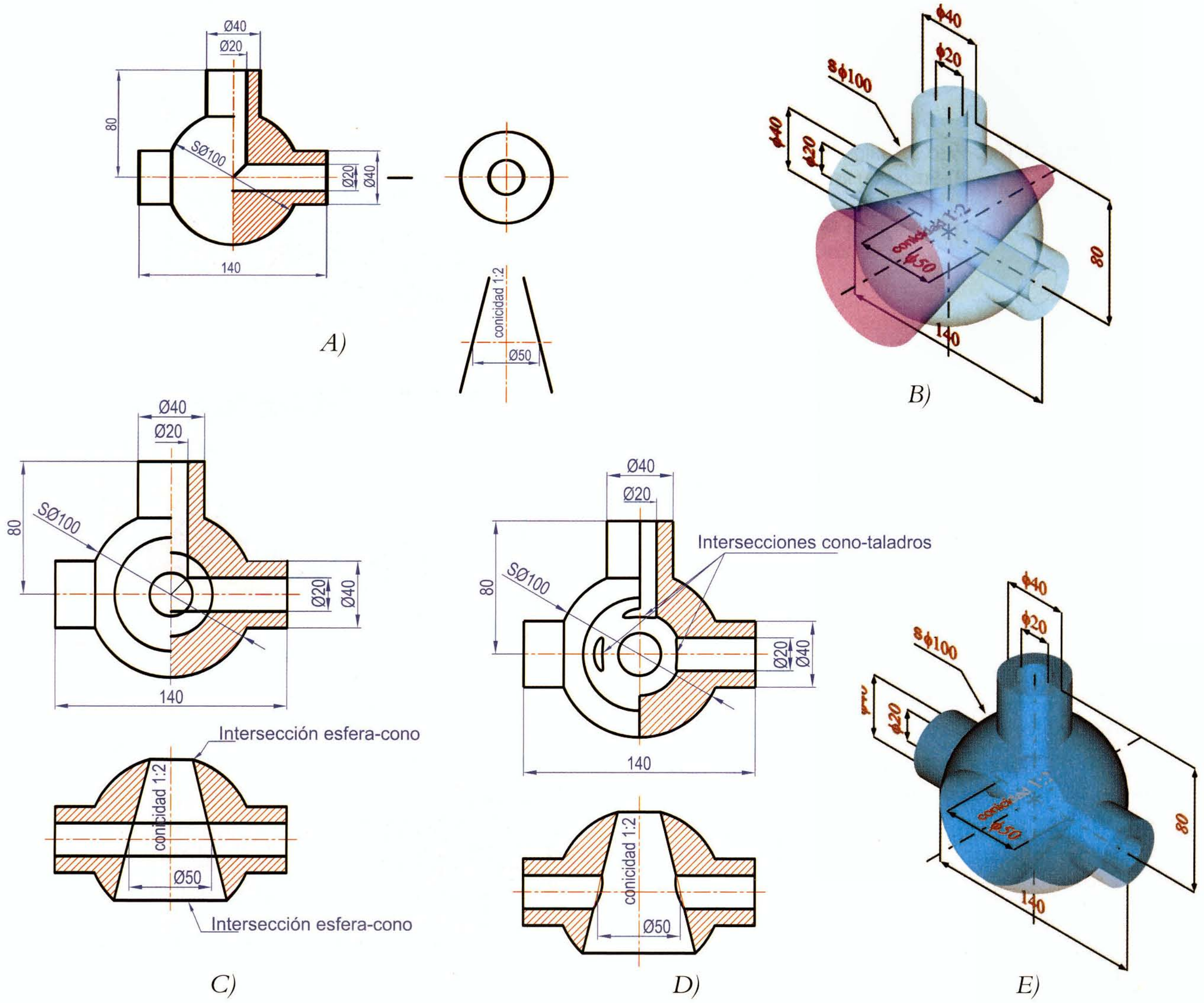


FIGURA 10.103. CUERPO DE VÁLVULA. *A)* ELEMENTOS CON LOS QUE SE VA A OPERAR. *B)* SITUACIÓN RELATIVA DE LOS ELEMENTOS. *C)* RESTA DEL CUERPO ESFÉRICO DEL CONO. *D)* INTERSECCIÓN DEL CONO CON LOS TALADROS INTERIORES Y VISTA FINAL. *E)* CUERPO DE VÁLVULA.

Por último, se realiza un taladro cónico pasante, de eje horizontal (figura 10.103), perpendicular a los otros dos. Por este motivo, es necesario definir una segunda vista (el eje del taladro cónico es perpendicular a la vista utilizada hasta ahora, y por lo tanto se necesita otra vista para definirlo), y además se mantiene la sección, porque el cono es hueco. En este caso se utiliza una planta. Se considera como superficie de referencia para el taladro la sección por el plano de simetría de la pieza (diámetro 50 en el cono).

La metodología propuesta presenta varias ventajas:

- Ayuda a construir mentalmente la pieza.
- Permite determinar paso a paso las vistas necesarias y las cotas.
- No se cometen fallos frecuentes en acotación, como por ejemplo acotar intersecciones de elementos.

10.15. Criterios para la selección de cotas

La geometría constructiva de cuerpos presenta un problema: se puede llegar a un mismo cuerpo partiendo de primitivas distintas. En la figura 10.104 aparece un ejemplo. La figura 10.104A muestra cómo se ha llegado a la primitiva final por un proceso aditivo (sumando primitivas), mientras que la figura 10.104B llega a la misma geometría mediante un proceso sustractivo.

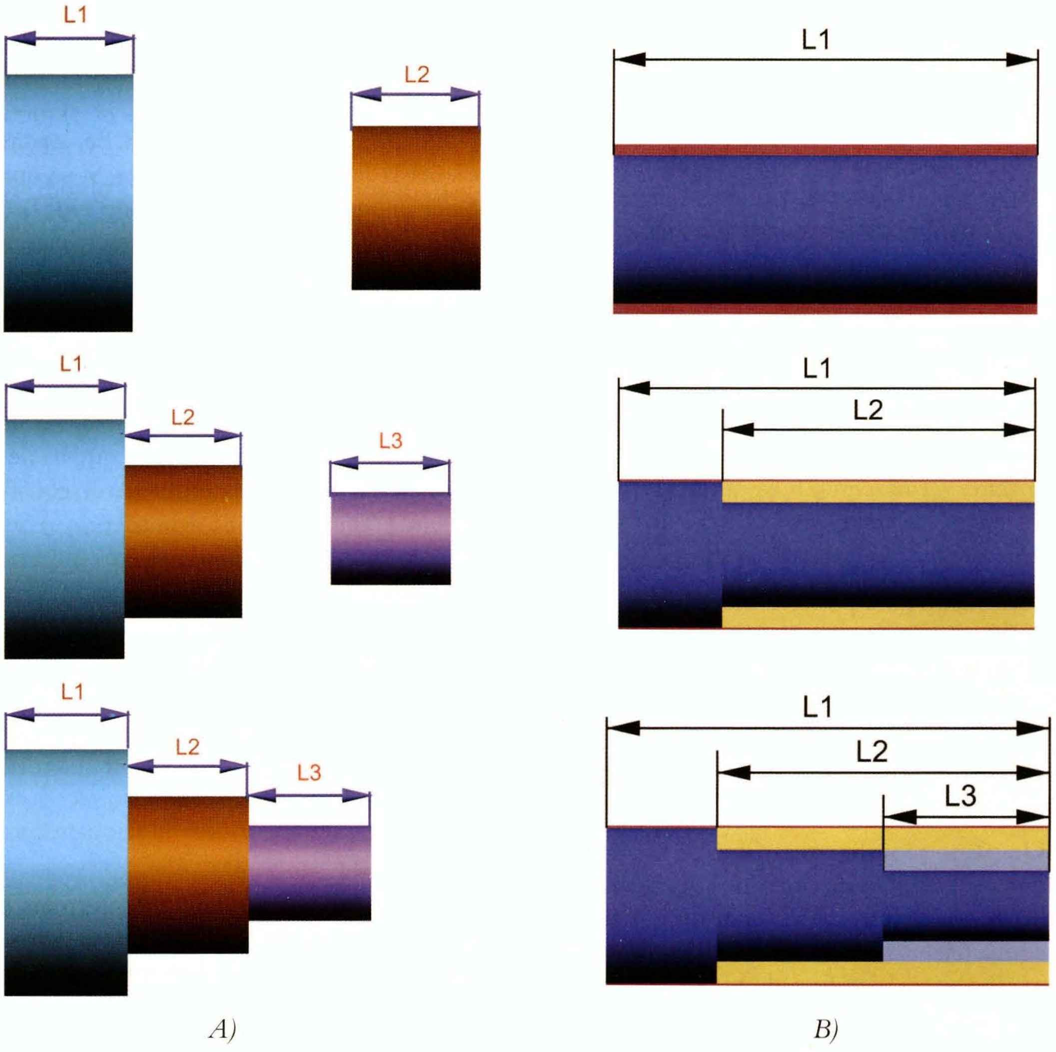


Figura 10.104. La misma pieza obtenida de dos formas distintas. *A)* Pieza obtenida sumando primitivas. *B)* Pieza obtenida restando primitivas.

Si se observa la figura 10.104, puede verse lógicamente que las dos acotaciones son geométricamente equivalentes, ya que se pueden sustituir unas cotas por otras, pero las cotas finales resultantes dependen directamente del proceso que se haya decidido seguir para la construcción del modelo geométrico.

Surgen entonces varias preguntas: ¿cuál de las dos acotaciones es mejor? ¿Da igual una que otra? ¿Qué criterios debemos seguir para tener una u otra?

Como reglas generales, para acotar una pieza correctamente se deben tener en cuenta varios aspectos:

- Una pieza mecánica no tiene sentido si no forma parte de un conjunto. Cada pieza del conjunto debe quedar definida en un dibujo de despiece, donde se indican sus dimensiones en condiciones de servicio. A su vez, existe un plano de conjunto donde se indica la dependencia y posición de esa pieza con respecto al conjunto. Si las piezas son normalizadas, como en el caso de tornillos, arandelas, tuercas, rodamientos, etc., no se deben dibujar sus planos de despiece, ya que son elementos conocidos y comerciales y existe una designación normalizada que permite definirlos completamente.
- Si hay que situar cotas de montaje, deben meditarse bien para que no surjan después dificultades de funcionamiento que hagan necesario un costoso trabajo posterior. Las piezas que hayan de acoplarse entre sí tienen que acotarse del mismo modo. Siempre se debe buscar un plano de referencia adecuado para poder acotar correctamente. No se deben poner nunca más cotas de las estrictamente necesarias.

10.15.1. Procedimiento de fabricación

Un plano se utiliza para fabricar la pieza en él representada. De esta forma, la persona que vaya a construirla no debe tener ninguna duda de cómo hacerlo ni tendrá que hacer ninguna operación aritmética para deducir cota alguna.

Las primitivas deben elegirse en función de cómo se va a fabricar la pieza. Por ejemplo, la pieza de la figura 10.105 es una pieza de

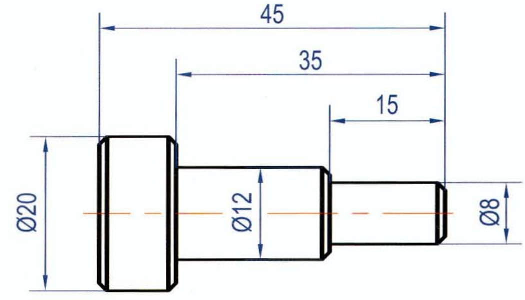


Figura 10.105. Acotación para fabricación.

revolución que se fabrica por arranque de viruta, siguiendo el proceso sustractivo que se veía en la figura 10.104B. En la figura 10.105, en una primera fase, se construye el cilindro exterior de diámetro 20 y longitud 45; seguidamente se quita material hasta reducir a diámetro 12 con una longitud de 35. Por último, se construye el cilindro más pequeño torneando hasta conseguir un diámetro de 8 y una longitud de 15.

Así pues, esta metodología de acotación orienta la fabricación de la pieza. Si se quieren añadir algunas cotas auxiliares como ayuda, se deberán situar con las cifras de cota entre paréntesis.

10.15.2. Función de las piezas

Como ya se ha indicado, una pieza no tiene nunca sentido aisladamente, sino que ha de desempeñar una función determinada en el conjunto donde está ubicada. Se dará además el caso de que determinadas medidas son más importantes que otras para garantizar la función de las piezas en el conjunto.

Supongamos que la pieza de la figura 10.105 tiene la parte central roscada para que encaje en ella otro elemento; esto trae consigo sustituir una de las cotas de fabricación por otra cota (figura 10.106), denominada en este caso *cota funcional,* importante para el correcto funcionamiento del conjunto (la cota de valor 20).

De esta forma, pues, una vez determinadas las cotas necesarias para la fabricación se deben sustituir parte de éstas por las funcionales correspondientes. Al proceso de sustituir unas cotas por otras se le denomina *transferencia de cotas*. Este proceso, que a simple vista parece simple, se complica cuando las cotas objeto de transferencia están

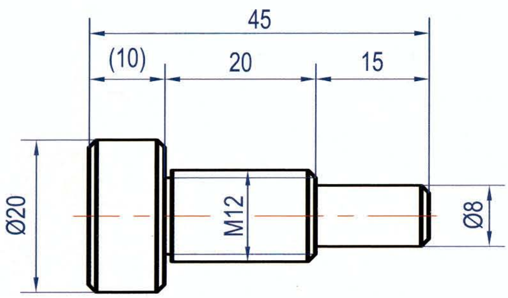


FIGURA 10.106. COTAS FUNCIONALES.

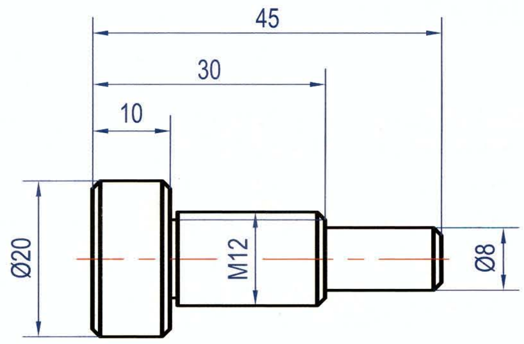


FIGURA 10.107. COTAS PARA VERIFICACIÓN.

afectadas por tolerancias, lo cual supone un proceso relativamente complejo.

Debemos recordar que los planos de despiece son planos de piezas acabadas. Un plano de definición de producto acabado determina completamente y sin ambigüedad las exigencias que debe cumplir el producto en el estado en que se señale. Éste es el plano que se utiliza cuando se efectúa el control de recepción del producto.

Un dibujo de definición de producto acabado debe ser acotado funcionalmente. La cota indicada corresponde a la medida de la pieza acabada, incluidos revestimientos, tratamientos superficiales, etcétera.

10.15.3. VERIFICACIÓN Y CONTROL

Una vez construida la pieza se debe comprobar que tiene las dimensiones correctas. En algunas ocasiones se preparan planos con las cotas necesarias para la verificación de las piezas. Estas cotas de verificación se deberán obtener por el procedimiento de transferencia de cotas a partir de las cotas funcionales de la pieza.

En la figura 10.107 aparece representada la acotación de la pieza de las figuras 10.105 y 10.106, destinada exclusivamente a la verificación de la pieza.

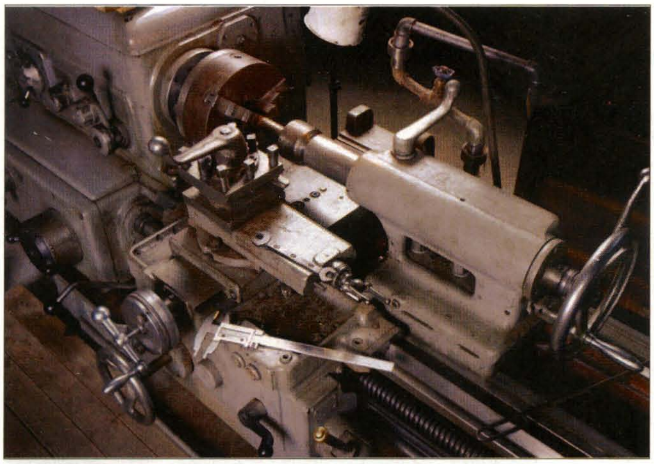
10.16. REGLAS GENERALES

Todos estos aspectos aparecen reflejados en la norma ISO 129 sobre acotación. No obstante, a continuación reproducimos los más interesantes:

- *Los dibujos acotados deben ser dibujos de producto acabado*, donde se define completamente el producto en su estado de utilización, y en los que se expresan las condiciones del servicio para el que ha sido trazado.
- Se deben situar sobre el dibujo todas las cotas, tolerancias u otras anotaciones necesarias para que el elemento resulte adecuado a su empleo o servicio.
- *Las cotas funcionales se expresarán para su lectura directa,* y no para su obtención o deducción a partir de otras.
- En el dibujo se expresarán las cotas funcionales con sus tolerancias sin depender unas de otras, para asegurar así las condiciones de funcionamiento.
- Si es necesario, se deberá realizar un proceso de transferencia de cotas para obtener las cotas de fabricación a partir de las funcionales expresadas en el plano.
- *Se escogerán las cotas no funcionales de la manera más conveniente para facilitar la fabricación o la verificación.*

10.17. NORMATIVA

Norma	Título
ISO 129-1: 2004	Technical drawings. Indication of dimensions and tolerances. Part 1: general principles.
UNE-EN ISO 6411: 1998.	Dibujos técnicos. Representación simplificada de agujeros de centrado.
UNE 1122: 1996.	Dibujos Técnicos. Acotación y tolerancias. Conos.
UNE-EN ISO 1119: 2003.	Especificación geométrica de producto (GPS). Series de ángulos de conos y conicidad.
ISO 10135: 1994	Technical drawings. Simplified representation of moulded, cast and forged parts.



11

Procesos de fabricación y medición

Introducción

El fin primordial de la realización de un plano de despiece es contener toda la información necesaria para definir una pieza terminada. Entre esta información debe estar la necesaria para poder fabricar la pieza. Como ya se ha indicado anteriormente, las fases del diseño de un determinado proyecto suponen tener en cuenta criterios de funcionalidad, de fabricación y de economía.

Por tanto, a la hora de definir una pieza, es completamente necesario saber cómo se puede construir la misma.

En este capítulo se describen brevemente los distintos procesos de fabricación, ya que ésta debe tenerse muy en cuenta en la realización de los planos técnicos de un proyecto, tanto desde el punto de vista de diseñar elementos "construibles" o fabricables, como desde el de diseñar elementos con procesos de fabricación económicamente viables.

En la primera parte del capítulo se describen los principales procesos de fabricación, clasificándolos por formación, conformación o arranque de material. Se describen así procesos como fundición, sinterización, inyección, forja, extrusión, estirado, laminación, plagado y embutición. También se describen los procesos de torneado, taladrado, fresado, cepillado y mortajado, brochado, roscado y esmerilado.

Una vez que se ha fabricado la pieza, se debe comprobar si cumple los requerimientos dimensionales y geométricos del diseño. Por medio de la toma de medidas se comprueba si la fabricación se ha ajustado a los requerimientos indicados en el plano.

En la segunda parte del capítulo se describen los principales métodos de toma de medidas y de verificación que se utilizan para ver si una pieza cumple con los requisitos de forma y dimensión que se han especificado en el plano.

Se indica la diferencia entre instrumento de medida y calibre y se presentan los principales elementos para la medición de magnitudes lineales y angulares, es decir, distancias y ángulos.

Se describen con detalle los aparatos denominados pie de rey y micrómetro, que son los que más se utilizan. Asociado al primero de ellos, se explica el concepto de *nonius*, sistema utilizado para medir con precisiones adecuadas.

Por último, se presentan los elementos que se utilizan para la medición de ángulos, tales como escuadras, plantillas, transportadores o el caso más general del transportador universal, que incluye unos nonios angulares para obtener suficiente precisión en la medición de ángulos.

11.1. Clasificación de los procesos de fabricación

Las piezas se obtienen mediante los distintos medios de fabricación que se describen en los siguientes apartados (figura 11.1).

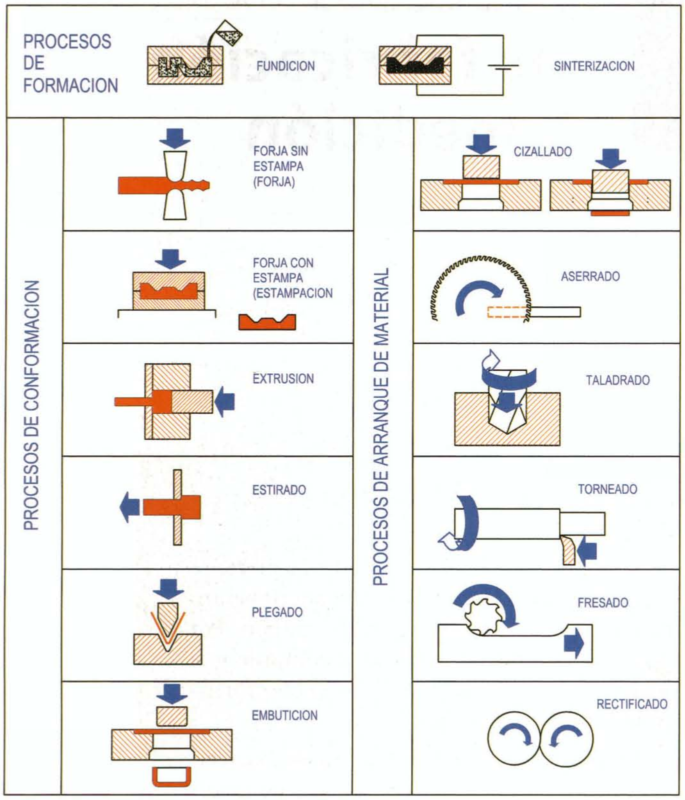


Figura 11.1. Procesos de fabricación.

11.1.1. Fabricación por formación

La fundición, la sinterización o la inyección son procesos de fabricación por *formación*. Las piezas que se obtienen por formación parten de material suelto (en polvo, en limaduras, fundido, etc.). Éste sufre una alteración en su estado físico, como en el caso de la fundición de un metal que pasa al interior de un recipiente llamado molde, del cual adopta su forma.

Fundición

La fabricación de piezas por el vertido de material fundido (llamado *colada*), normalmente metálico, sobre un molde de material refractario se denomina *fundición* (figura 11.2).

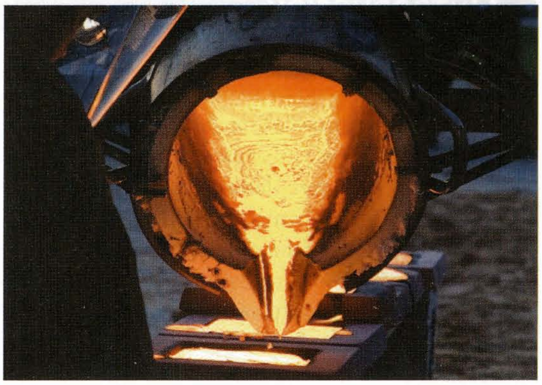


Figura 11.2. Vertido de colada en un molde de una fundición.

Este proceso permite construir piezas complejas, aunque posteriormente muchas de las superficies obtenidas deberán ser mecanizadas posteriormente con algún procedimiento de arranque de viruta.

Es necesario fabricar previamente un modelo en arena o cera, que incluya los ángulos necesarios en la superficie para el desmoldeo, los agujeros previstos para la entrada de la colada y las salidas para la evacuación del aire.

Sinterización

La *pulvimetalurgia* consiste en la obtención de polvos metálicos por diferentes procedi-

mientos (por reducción, procesos mecánicos, etc.). El proceso de compactar este polvo y calentarlo en un molde en una atmósfera controlada se denomina *sinterizado,* y permite la obtención de piezas en serie con una alta precisión y un buen acabado superficial.

Este proceso permite un buen aprovechamiento del material al no existir residuos, es rápido y tiene un coste reducido. En su contra tiene que es necesario construir un molde y que el diseño de las piezas está sujeto a ciertas características, como el espesor limitado.

Inyección de plásticos

El proceso de inyección se aplica normalmente sobre materiales polímeros, aunque también es posible encontrarlo con materiales metálicos. El proceso consiste en inyectar el material fundido dentro de un molde cerrado y caliente. Transcurrido un breve tiempo, el molde se enfría, se abre y se obtiene la pieza.

Esta fabricación se realiza en máquinas inyectoras (figura 11.3), las cuales disponen de un husillo calefactado en su interior capaz de fundir, empujar y plastificar la materia prima (previamente en forma de polvo o granulada) e introducirla en un molde con una o varias cavidades.

FIGURA 11.3. MÁQUINA INYECTORA.

Las piezas conseguidas mediante este procedimiento se emplean en una gran variedad de sectores productivos, desde juguetes, menaje de cocina, automóviles, electrónica, etc. Desde el punto de vista del diseño es muy interesante la construcción de los moldes, ya que deben permitir la expulsión de las piezas, la eliminación de mazarotas, la inserción de otras piezas, la creación de roscas, etc., dentro del tiempo previsto para el proceso de inyección (figura 11.4).

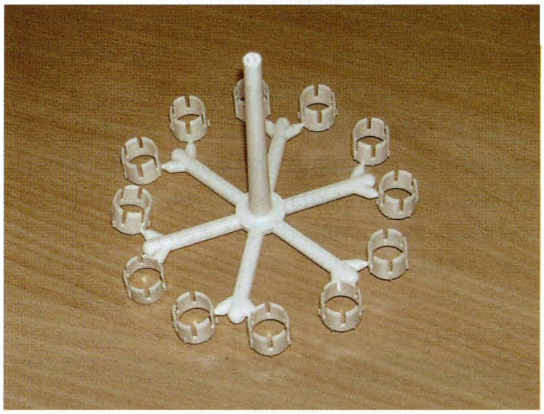


FIGURA 11.4. PIEZAS INYECTADAS CON SU MAZAROTA Y BEBEDEROS.

11.1.2. FABRICACIÓN POR CONFORMACIÓN

Forja sin estampa, forja con estampa o estampación, extrusión, estirado, plegado y embutición son procesos de fabricación por *conformación.* Este tipo de fabricación consiste en dar forma a una pieza por medio de procesos mecánicos pero sin registrar una pérdida de material, ya que se basa en la deformación plástica del mismo.

La *forja sin estampa* (sin un molde o plantilla) da forma a la pieza golpeándola hasta conseguir la geometría deseada. Es la utilizada durante mucho tiempo por los herreros (figura 11.5).

FIGURA 11.5. HERRERO, EJEMPLO DE TRABAJO DE FORJA SIN ESTAMPA.

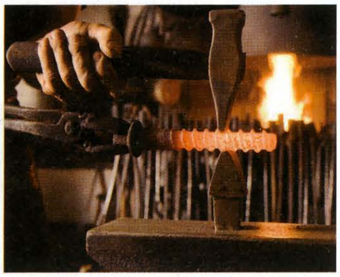


FIGURA 11.6. EL GOLPE SE REALIZA SOBRE UNA MATRIZ.

La *forja con estampa* o *estampación* consiste en dar forma a una pieza mediante la percusión entre dos matrices. Al recibir el impacto, el material, introducido previamente en estado plástico (calentado de antemano), se deforma y se adapta a las matrices (figura 11.6).

Es la forma habitual de elaborar las piezas con geometrías complejas que deben soportar solicitaciones importantes, como bielas de motores o herramientas (figura 11.7).

FIGURA 11.7. PIEZAS FORJADAS.

Si se obliga al material a pasar por una matriz de sección determinada por medio de una gran presión, empujando al material, el proceso se denomina *extrusión*. Se obtienen tubos y perfiles de esta forma. Se realiza en máquinas extrusoras y el molde encargado de dar la forma consta de dos partes (una para la forma exterior y otra para la forma interior) llamadas *macho* e *hilera*.

Si el material, en vez de ser empujado, sufre un esfuerzo de tracción o es estirado, se deforma al atravesar la matriz, produciéndose un fenómeno de *estirado*.

La *laminación* consiste en hacer pasar el material por unos trenes de rodillos giratorios que dejan entre ellos espacios libres con la forma deseada de la sección de la pieza.

El *plegado* es un procedimiento de doblado del material. Éste generalmente se presenta en forma de chapas, pletinas, tubos, etc., o al ser golpeado se dobla en función de una cuña y del contramolde utilizados (figura 11.8).

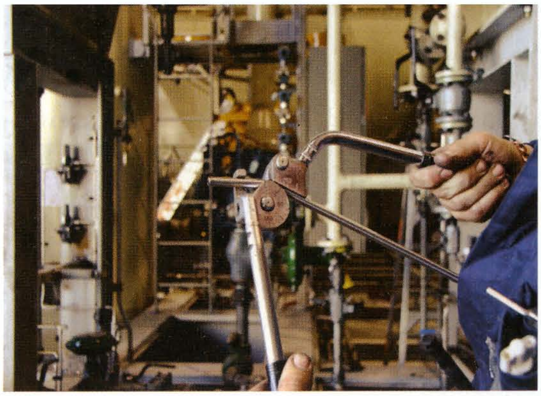


FIGURA 11.8. DOBLADO DE TUBOS.

Por último, la *embutición* consiste en ejercer presión sobre un material delgado (chapa) obligándole a adaptarse a la forma dejada entre la estampa y el contramolde.

Se emplea fundamentalmente para chapa, como por ejemplo en las carrocerías de los automóviles y en las carcasas de los electrodomésticos (figura 11.9).

FIGURA 11.9. LAS COMPLICADAS FORMAS DE LAS CARROCERÍAS SE REALIZAN POR EMBUTICIÓN.

11.2. Fabricación por arranque de material

Cizallado, aserrado, taladrado, fresado, torneado, rectificado o bruñido son procesos de fabricación por arranque de material (figura 11.10).

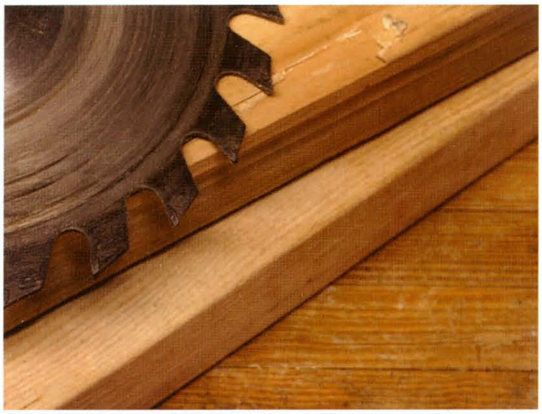


Figura 11.10. El aserrado es un proceso de arranque de viruta.

Este tipo de procedimientos son los más utilizados y los que permiten una mayor diversidad de formas. En todos ellos la pieza se fabrica mediante una pérdida de material llamada *viruta* (figura 11.11), resultado del corte de la pieza con una herramienta cortante.

Figura 11.11. Viruta procedente del mecanizado de piezas metálicas.

En la actualidad existen máquinas polivalentes, centros de mecanizado capaces de realizar varios procesos de mecanizado, como fresado, taladrado, torneado, etcétera.

Estos procesos pueden clasificarse, según la forma de la herramienta cortante, en:

- Arranque de viruta por medio de filos determinados geométricamente: torneado, fresado, etcétera.
- Arranque de viruta por medio de filos indeterminados: el material es arrancado por material abrasivo que no tiene ninguna forma determinada: bruñido, pulido, etcétera.

Por medio del arranque de viruta se obtienen piezas con tolerancias pequeñas y buenos acabados superficiales, aunque se pierde gran parte de material en forma de viruta debido a que se parte de una pieza de tamaño aproximado *(pieza en bruto)*.

Seguidamente se describen los procesos de fabricación más usuales.

11.2.1. Torneado

El *torneado* se utiliza para la fabricación de piezas de revolución. Permite pequeñas tolerancias y acabados superficiales buenos. Árboles, ejes, casquillos, mangos, etc., son piezas que normalmente se obtienen por torneado.

El torneado consiste en arrancar viruta por medio de un filo o herramienta que avanza mientras la pieza que se va a mecanizar gira accionada por el torno (figura 11.12).

Figura 11.12. Torneado.

El torneado puede ser interior o exterior. De esta forma, se pueden fabricar cilindros (denomi-

nándose entonces *cilindrado* (figuras 11.13A y 11.13F) cuando la herramienta se desplaza paralelamente al eje de giro; superficies planas (denominado *refrentado* (figuras 11.13B y 11.13G) cuando la herramienta se desplaza perpendicularmente al eje de giro; superficies cónicas si la trayectoria de la herramienta es oblicua respecto del eje de giro (figuras 11.13C y 11.13H); superficies de forma especial por medio de una plantilla, denominándose *torneado de formas* (figuras 11.13D y 11.13I), y tallado de roscas (figuras 11.13E y 11.13J).

Es frecuente que las operaciones de cilindrado, refrentado, etc., no se hagan de una sola vez, sino en varias pasadas. Se realizan en primer lugar una o varias pasadas de desbaste, más bruscas, y una última más precisa que da la calidad superficial buscada.

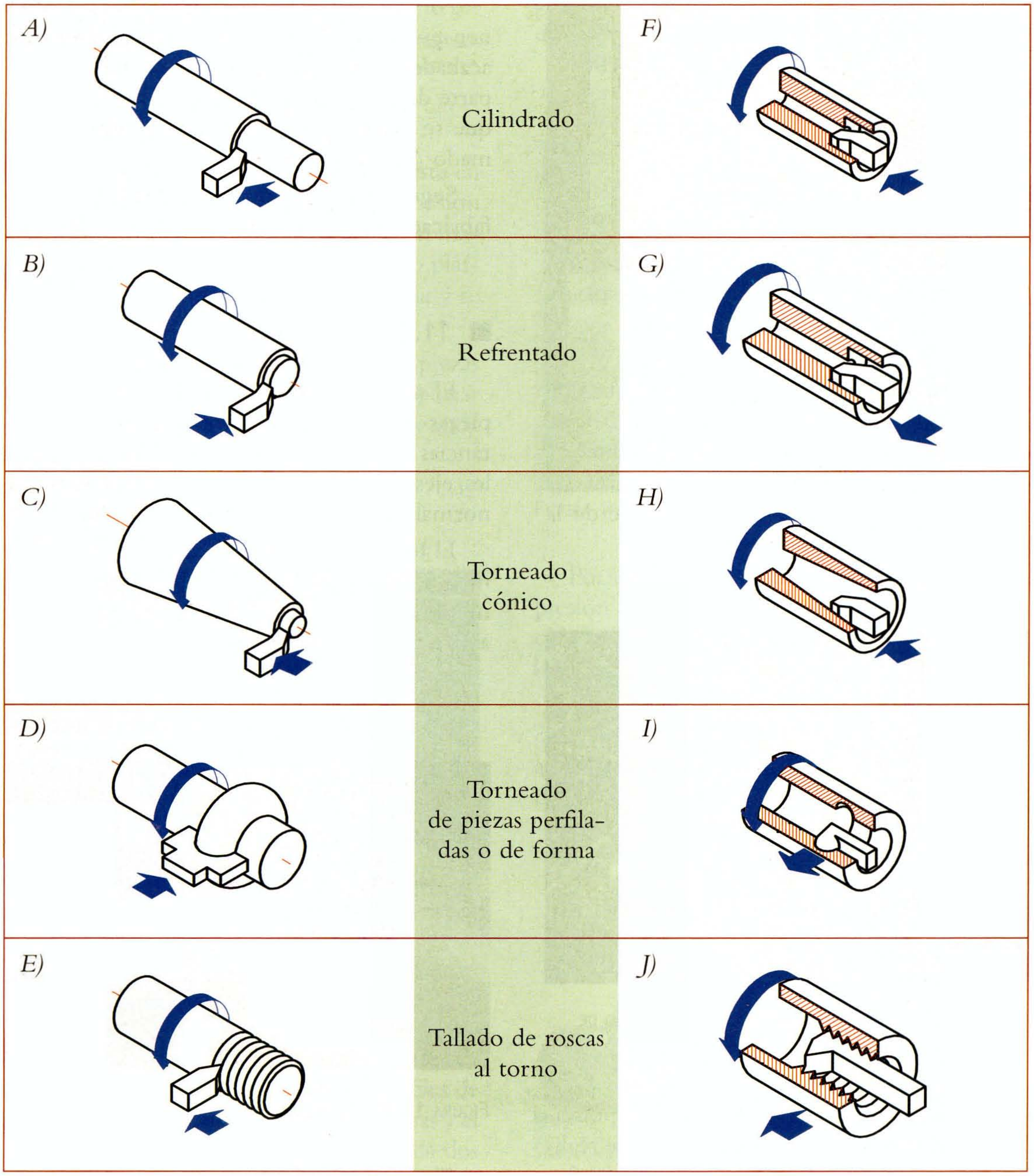


FIGURA 11.13. TIPOS DE TORNEADO EXTERIOR E INTERIOR.

Todas estas operaciones se realizan en una máquina denominada *torno.*

Si se utilizan herramientas como las indicadas en la figura 11.14, se puede realizar una operación llamada *moleteado,* cuya finalidad es obtener superficies que no resbalen de la mano cuando se manipulen. Existen distintos tipos de moleteado regulados por normas.

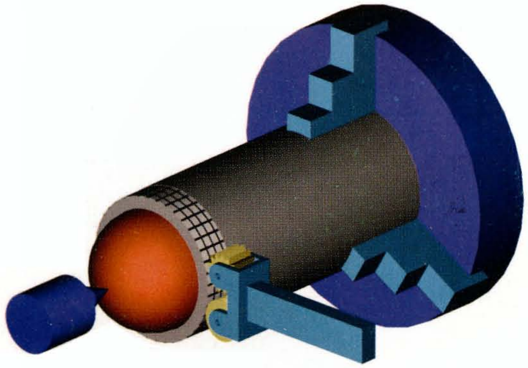


FIGURA 11.14. MOLETEADO.

11.2.2. TALADRADO

Por medio del *taladrado* se pueden realizar agujeros pasantes o ciegos en las piezas. Éstos sirven como base para la sujeción de tornillos, roscas, remaches, o para facilitar el engrase, etcétera. Como herramienta se emplean útiles de uno o varios filos llamados *brocas* (figura 11.15).

FIGURA 11.15. BROCA CON RECUBRIMIENTO DE COBALTO.

En la operación de taladrado las brocas tienen un movimiento longitudinal de avance y uno de rotación, mientras que la pieza que se taladra permanece fija. La viruta se desaloja por los canales que tiene a lo largo de toda la superficie de corte.

Existen máquinas especiales para realizar taladros denominadas *taladradoras* (figura 11.16), aunque en ciertas ocasiones pueden utilizarse tornos o centros de mecanizado.

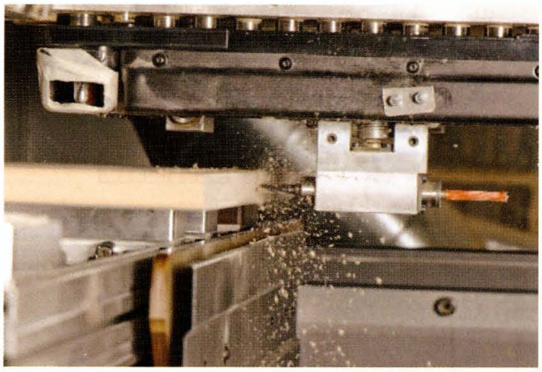


FIGURA 11.16. TALADRADO EN UN CENTRO DE MECANIZADO.

También se pueden realizar agujeros mediante *punzonado* y *estampado.*

Para hacer agujeros de gran tamaño es frecuente realizarlos en varias fases, efectuando primero un agujero de pequeño diámetro en la pieza que permita posicionar la broca para que siga un camino recto al taladrar el material. Dependiendo del tamaño del agujero se realizan distintos taladros, siempre de menor a mayor diámetro hasta alcanzar las dimensiones deseadas; esto permite que la broca arranque en cada pasada menos cantidad de viruta, con lo cual la exigencia pedida a la máquina es menor (figura 11.17).

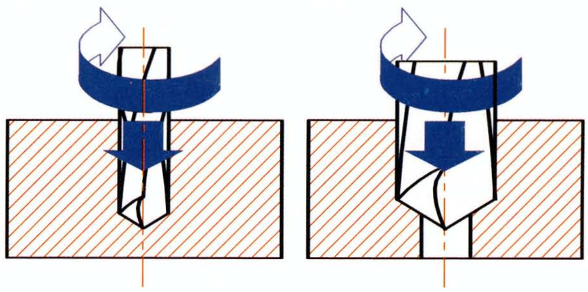


FIGURA 11.17. TALADRO DE GRAN DIÁMETRO REALIZADO EN VARIAS FASES.

El *avellanado* permite trabajar agujeros previamente taladrados o provenientes de fundición. La broca avellanadora o *avellanador* posee varios filos, y el trabajo de desbaste es menor que en el taladrado normal. Existen distintos tipos de avellanado, como se observa en la figura 11.18.

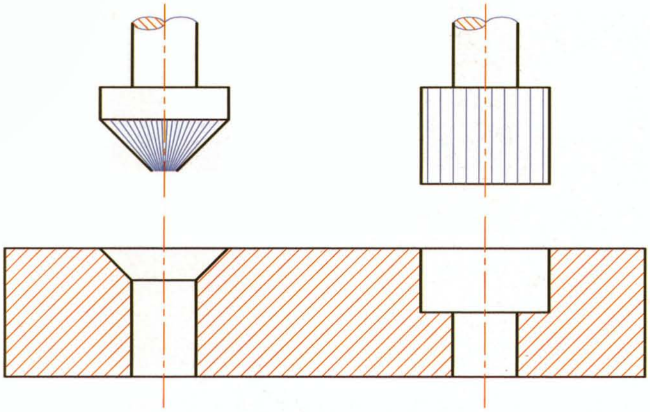


FIGURA 11.18. AVELLANADO.

Normalmente los taladros se rematan por medio de operaciones de *escariado,* que se llevan a cabo para obtener un buen acabado interior del taladrado. El *escariador* es una herramienta de filos múltiples y rectos pero de irregular longitud para evitar el rayado del agujero (figura 11.19).

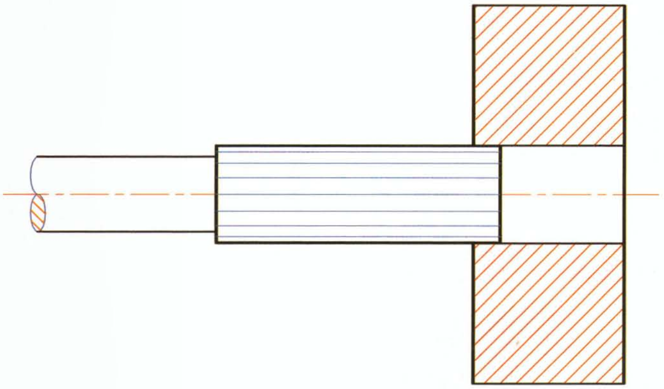


FIGURA 11.19. ESCARIADO.

La operación de realizar taladros de gran tamaño se llama *mandrinado.* Las máquinas utilizadas deben tener gran potencia y robustez, y se llaman *mandrinadoras.*

11.2.3. FRESADO

El *fresado* es una operación donde el elemento que se desplaza longitudinalmente es la pieza a la que se va a dar forma, mientras que la herramienta tiene exclusivamente un movimiento de giro. Las herramientas utilizadas se llaman *fresas* y tienen varios filos geométricos. Normalmente su aplicación principal es la fabricación de superficies planas y de ruedas dentadas (mediante fresas especiales denominadas *fresas madre*) con un buen acabado superficial (figura 11.20).

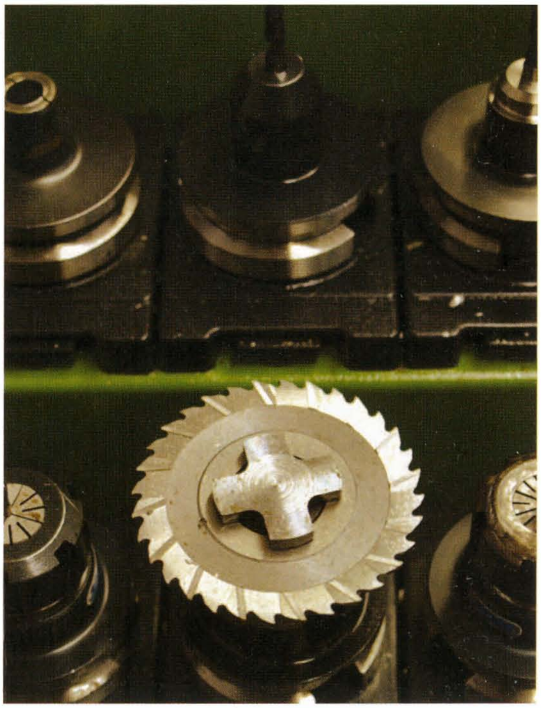


FIGURA 11.20. DIFERENTES TIPOS DE FRESA.

Según su posición, el fresado puede ser *cilíndrico,* cuando el eje de giro de la fresa es paralelo a la superficie de corte (figura 11.21A), o *frontal,* cuando el eje de giro de la fresa es perpendicular a la superficie de corte (figura 11.21B).

La máquina donde se realiza el proceso de fabricación de fresado se llama *fresadora.*

Existe una gran variedad de fresas, lo cual permite un amplio rango de trabajos. Existe prácticamente una fresa para cada aplicación. En la figura 11.22 se muestra una fresa utilizada para construir colas de milano.

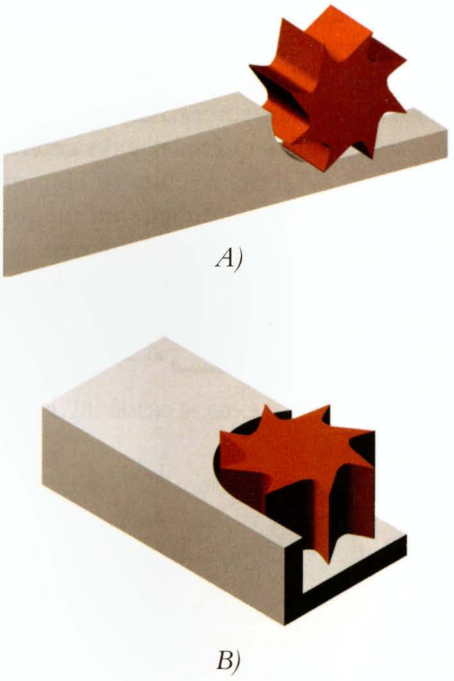


FIGURA 11.21. *A)* FRESADO CILÍNDRICO. *B)* FRESADO FRONTAL.

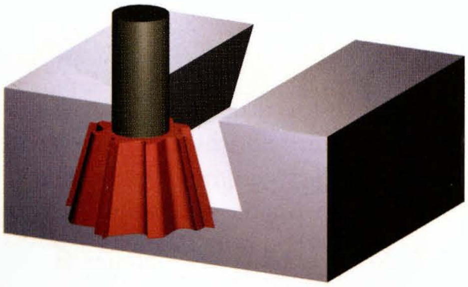


FIGURA 11.22. FRESA CÓNICA PARA RANURAS DE COLA DE MILANO.

11.2.4. CEPILLADO Y MORTAJADO

El *cepillado* y el *mortajado* de piezas es un procedimiento muy adecuado para obtener piezas prismáticas (figura 11.23).

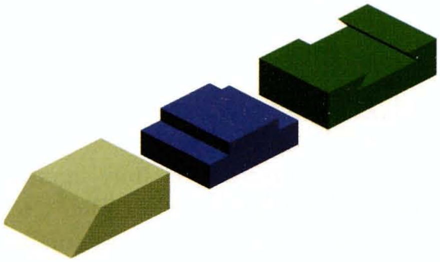


FIGURA 11.23. PIEZAS FABRICADAS POR MORTAJADO O CEPILLADO.

En ambas se utiliza una herramienta de un solo filo cuyo movimiento es discontinuo. Según quién tenga el movimiento de avance, se denomina *mortajado* (la herramienta se desplaza, figuras 11.24A y 11.24C) o *cepillado* (la pieza es la que se mueve, figura 11.24B).

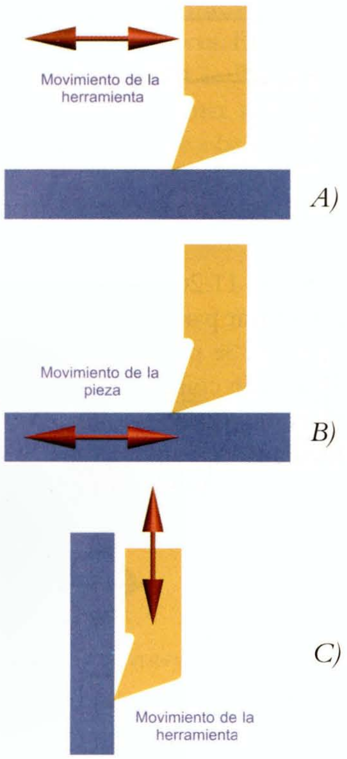


FIGURA 11.24. MORTAJADO Y CEPILLADO. *A)* MORTAJADO HORIZONTAL. *B)* CEPILLADO. *C)* MORTAJADO VERTICAL.

La operación de cepillado se realiza en una *limadora*. El mortajado además permite realizar ranuras interiores, vaciados y dentados interiores. La máquina se llama *mortajadora*.

11.2.5. BROCHADO

Es una operación muy frecuente en las grandes series de piezas de tamaño reducido. Consiste en arrancar viruta mediante una herramienta de múltiples filos que tiene un perfil determinado y en una sola operación. Los brochados pueden ser interiores y exteriores, y se realizan en una máquina denominada *brochadora* (figura 11.25). Suele utilizarse para realizar agujeros que no tengan forma cilíndrica.

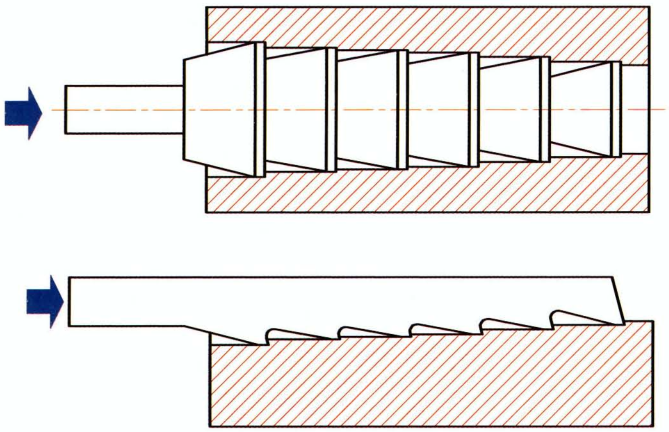


FIGURA 11.25. BROCHADO INTERIOR Y EXTERIOR.

En la figura 11.26 se muestra una *brocha* que se puede utilizar para hacer un agujero de sección cuadrada. Se partiría de un agujero cilíndrico de sección coincidente con el primer filo de la broca, de forma que los filos sucesivos se irán adaptando progresivamente a la forma cuadrada del último filo.

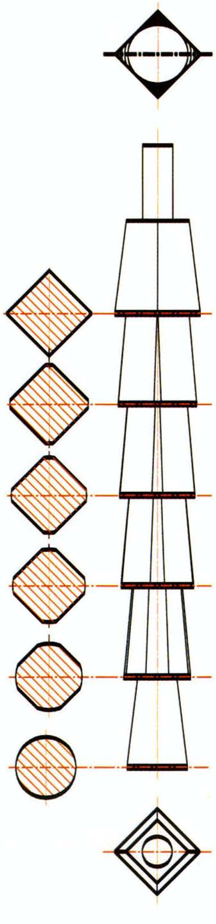


FIGURA 11.26. BROCHA.

11.2.6. ESMERILADO

El afilado de herramientas y el rectificado de piezas se realizan con una herramienta llamada *muela,* de filos múltiples y no geométricos (figura 11.27). Trata de eliminar las posibles irregularidades surgidas durante un mecanizado anterior y con ella se construyen piezas redondas o planas con un buen acabado superficial. El proceso de fabricación se denomina *esmerilado.*

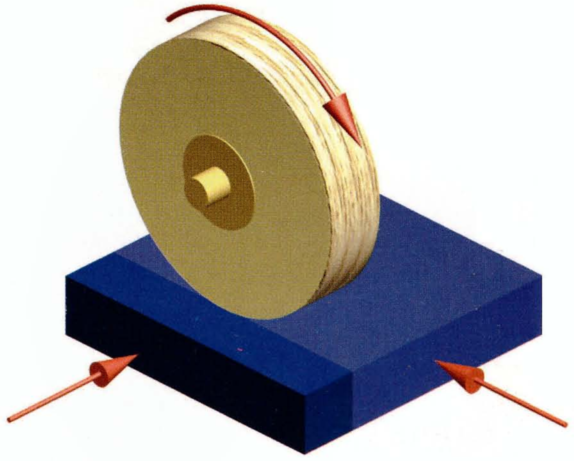


FIGURA 11.27. ESMERILADO.

Cuando el objetivo es obtener un buen acabado superficial la operación se llama *rectificado,* y se realiza en una *rectificadora.* El rectificado puede realizarse en interiores o exteriores de las piezas.

En determinadas ocasiones, el acabado que ofrece el rectificado no es suficiente ya que, por ejemplo, ciertas irregularidades pueden ocasionar rozamientos no deseables. Entonces se recurre a las operaciones de *pulido* y *bruñido,* de mayor calidad.

11.2.7. ROSCADO DE PIEZAS

Las piezas roscadas son muy frecuentes en el mundo industrial. La rosca puede ser interior o exterior y puede cumplir funciones de fijación (caso de un tornillo) o de movimiento (como en un husillo).

Las roscas se pueden fabricar en un torno, según se ha visto, o mediante *machos de roscar* y *terrajas.* Los machos de roscar son parecidos a las brocas de taladrar, pero su filo tiene forma de hélice, cuya huella en la pieza es la rosca misma (figura 11.28).

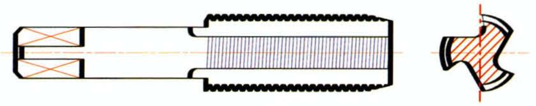


FIGURA 11.28. MACHO DE ROSCAR.

La figura 11.29 muestra cómo se realizaría un roscado de un taladro, partiendo de un taladro ciego de diámetro menor del nominal de rosca.

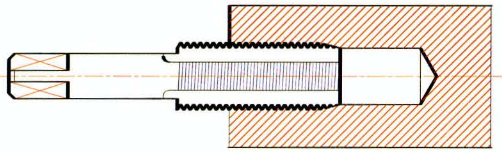


FIGURA 11.29. ROSCADO DE UN TALADRO.

Las terrajas se usan para roscas macho (tornillos). Son muy rápidas de realizar en materiales blandos. Están compuestas por un casquillo cuyo interior está mecanizado según la forma de la rosca. Éste se desliza por la pieza que se va a roscar, creando en su desplazamiento la rosca (figura 11.30).

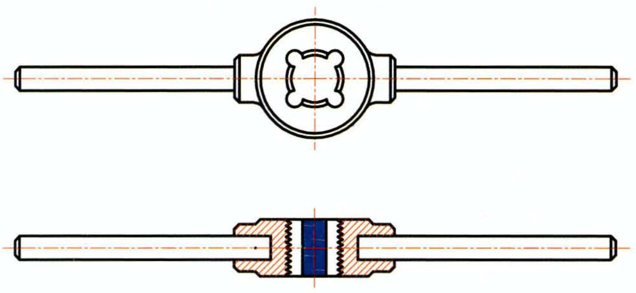


FIGURA 11.30. TERRAJA.

11.3. TOMA DE MEDIDAS

Para comprobar si la pieza mecanizada en el taller coincide con el diseño que se ha plasmado en un plano se recurre a la toma de medidas. Los instrumentos de medida cumplen dos funciones principales: la medición y la comparación.

Medir es comparar una dimensión con un aparato de medición. El resultado de la medición es la *medida real,* que está compuesta por un dato numérico y una unidad, como puede ser 12,2 mm, 4,03 m o 67 cm. El valor leído en el instrumento de medida se llama *valor de la medida. Verificar* es determinar si el objeto que se comprueba corresponde a las medidas exigidas (figura 11.31).

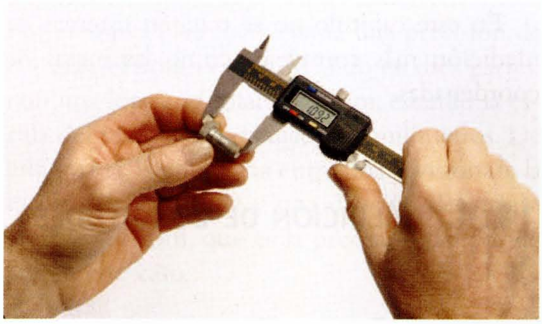


FIGURA 11.31. ACCIÓN DE VERIFICAR.

Calibrar es comparar el objeto que se verifica con un calibre. El resultado de la calibración es ver si el objeto sobrepasa un determinado límite.

Los medios de verificación se clasifican en:

- Aparatos de medida.
- Calibres.
- Medios auxiliares.

Los aparatos de medida existen en forma de aparatos indicadores o de aparatos que materializan la medida.

Los *aparatos indicadores de medida* son instrumentos con un indicador (pie de rey, micrómetro, medidores de esfera, etc.), mientras que los *aparatos que materializan la medida* ofrecen la medida entre dos superficies mediante la separación entre dos trazos en el instrumento de medida. El ejemplo más claro son los bloques patrón.

Por lo que se refiere a los calibres, son elementos de verificación que materializan la medida, la forma o ambos conceptos, en la pieza que se está examinando. Comparando la pieza con un valor que representan e indican las desviaciones hacia el valor correcto.

Los medios auxiliares posibilitan, en combinación con otros medios de verificación, la obtención de una medida correcta.

Por último, los aparatos de medida sirven para determinar longitudes y ángulos. Las longitudes se pueden medir con una regla graduada, un pie de rey, un micrómetro y compases. Las medidas angulares se determinan por medio de escuadras fijas, goniómetros, transportadores y plantillas de ángulos.

En este capítulo no se tratarán sistemas de medición más complejos como las mesas de coordenadas.

11.4. Medición de longitudes

11.4.1. Regla graduada

El elemento más simple para medir longitudes es la *regla graduada*. Normalmente sus divisiones son milímetros, aunque hay algunos que miden medios milímetros. Un tamaño muy usado es el de 30 cm de longitud, aunque hay reglas de varias longitudes (figura 11.32).

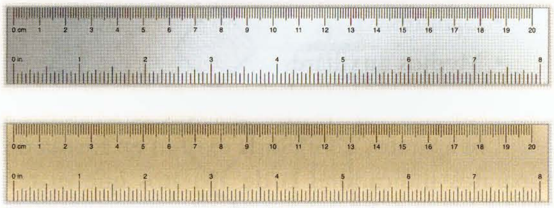
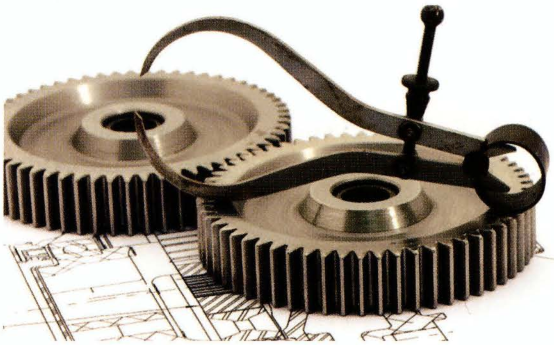


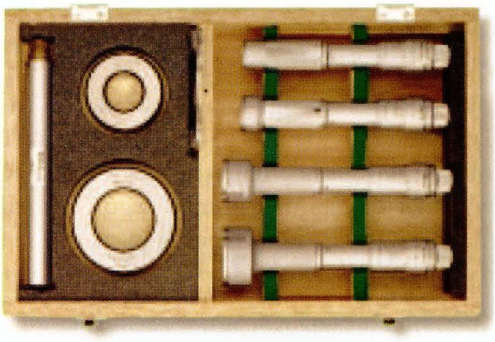
Figura 11.32. Reglas graduadas.

11.4.2. Compases y calibres

Los *compases* (figura 11.33A) y los *calibres de herradura* y *de tampón* (figura 11.33B) sirven para verificar medidas. Son instrumentos donde la magnitud representada permanece fija y por ello permite compararla por toda la pieza. Los calibres de herradura y los de tampón también se denominan *calibres pasa-no pasa,* ya que materializan la medida máxima permitida y la mínima exigida. Los compases, que pueden ser de exteriores o de interiores, permiten variar la medida que se va a comparar.



A)



B)

Figura 11.33. *A)* Compás de herradura.
B) Calibre de tampón.

11.4.3. Pie de rey

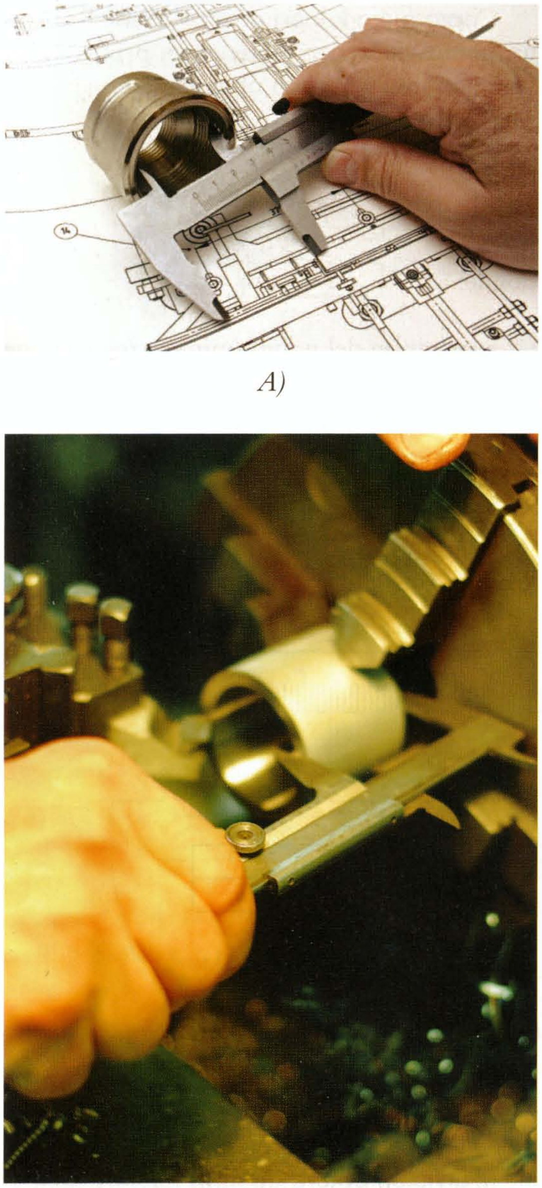
El instrumento de medida más extendido es el *pie de rey* (figura 11.34).

Con el pie de rey se pueden medir dimensiones lineales correspondientes a exteriores, interiores y profundidades (figura 11.35).

El pie de rey tiene una regla o escala graduada en milímetros y una parte móvil llamada *corredera* o *cursor.* En la corredera hay otra escala graduada llamada *nonio* (o nonius) (figura 11.36).

A) B) C)

FIGURA 11.34. PIE DE REY. *A)* MANUAL. *B)* DE RELOJ. *C)* DIGITAL.



A)

B)

FIGURA 11.35. *A)* MEDIDA DE INTERIORES. *B)* MEDIDA DE EXTERIORES CON UN PIE DE REY.

La precisión del pie de rey viene determinada por la relación entre la longitud de una división de la escala del pie de rey con la longitud de una división de la escala de la corredera. Así, por ejemplo, para medir hasta una precisión de 0,1 mm, el nonio estará dividido en diez partes, con una longitud total de 9 mm, estando la escala del pie de rey graduada en milímetros. De esta forma, la diferencia entre una división de la escala del pie de rey y una división del nonio será de 0,1 mm, que es la precisión del pie de rey en este caso.

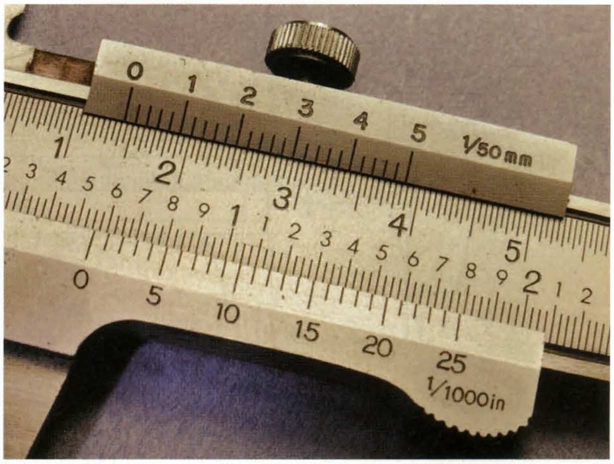


FIGURA 11.36. DETALLE DEL NONIUS.

En la actualidad es posible encontrar diferentes tipos de pie de rey (figura 11.34), siendo los digitales los de manejo más sencillo, ya que permiten la lectura directa de la medida sobre una pequeña pantalla.

Además, los pie de rey digitales permiten la conexión con un ordenador, ofreciendo las di-

ferentes medidas dentro de una hoja de cálculo convencional. Algunos modelos incluyen funciones de cálculo estadístico y la obtención de gráficas (histogramas, gráficos de control, etc.). Estas mediciones pueden ser compartidas por diferentes departamentos a tiempo real, permitiendo modificaciones en el proceso de fabricación de forma casi inmediata (figura 11.37).

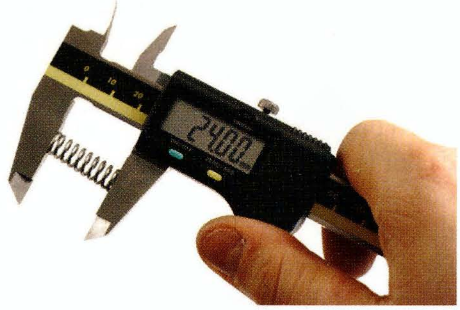


FIGURA 11.37. MEDIDA CON UN PIE DE REY DIGITAL.

Para medir con el pie de rey manual se ajustará la apertura de éste a la magnitud que se va a determinar. La medida de la magnitud será tantos milímetros enteros como marque el cero del nonio sobre la escala del pie de rey (la división de la escala justo anterior al cero). La parte decimal será el número de la división del nonio que coincida exactamente con una división de la escala, multiplicada por la precisión (0,1 mm en este caso).

Así, por ejemplo, en la figura 11.38 se indica una medición con un pie de rey de precisión 1/10 mm correspondiente a 20,4 mm. La medida corresponde a una magnitud entera, 20 mm, y a una fracción decimal. Como la división cuatro del nonio coincide con una división exacta de la escala del pie de rey, la fracción decimal de la medida será 4 × 0,1 = 0,4 mm.

Como metodología general de medida con un nonius, se deberá obtener en primer lugar la precisión del aparato obtenida como:

$$p = d - \frac{1}{n}$$

donde:

p: precisión del nonio (mínima medida que se puede apreciar con él).

d: unidad entera de medida más próxima por exceso a una división del nonius.

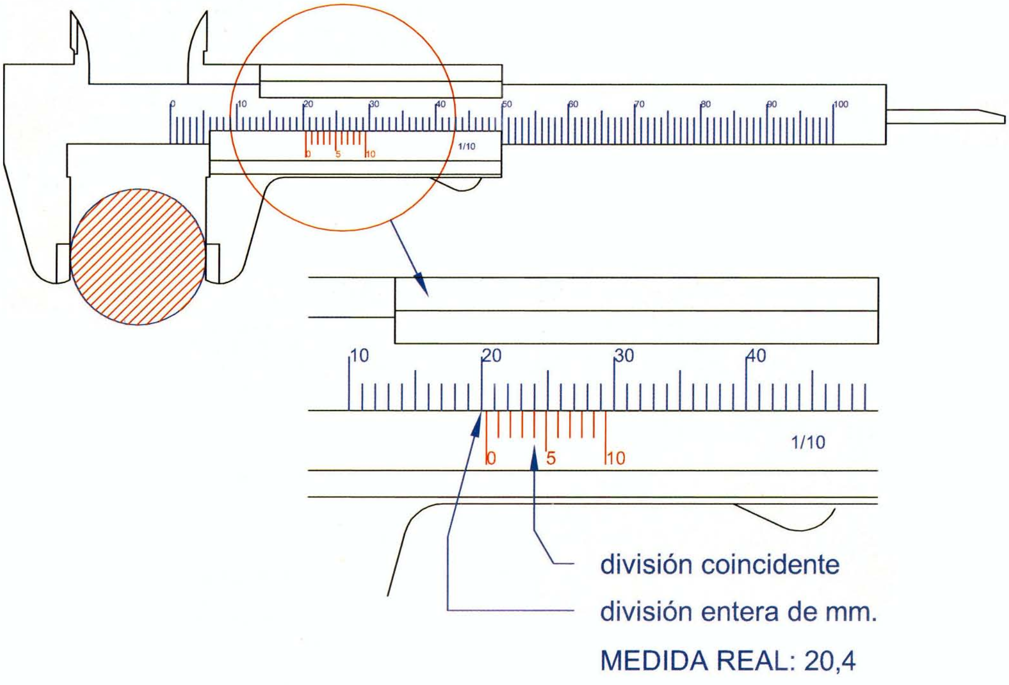


FIGURA 11.38. MEDICIÓN CON PIE DE REY MANUAL.

l: longitud real de la regleta del nonius.

n: número de divisiones en que está dividido el nonius.

Ejemplo de utilización de un pie de rey manual

Se desea realizar una medición con un pie de rey (figura 11.39). La regla está graduada en milímetros. El nonio está dividido en veinte partes iguales, totalizando 19 mm. Se pide:

a) ¿Cuál es la precisión del pie de rey?

b) ¿Cuál es la medida o separación entre patas en las figuras siguientes?

SOLUCIÓN:

Precisión = 1 – 0,95 = 0,05 mm.

Medida 1 = 0 + 1 × 0,05 = 0,05 mm.

Medida 2 = 6 + 14 × 0,05 = 6,7 mm.

Medida 3 = 23 + 14 × 0,05 = 23,7 mm.

Medida 4 = 32 + 5 × 0,05 = 32,25 mm.

11.4.4. MICRÓMETRO

En muchas ocasiones, la exactitud que se alcanza midiendo con un pie de rey, que varía usualmente entre 1/10 y 1/20 mm, no es suficiente. Para obtener mediciones más exactas se

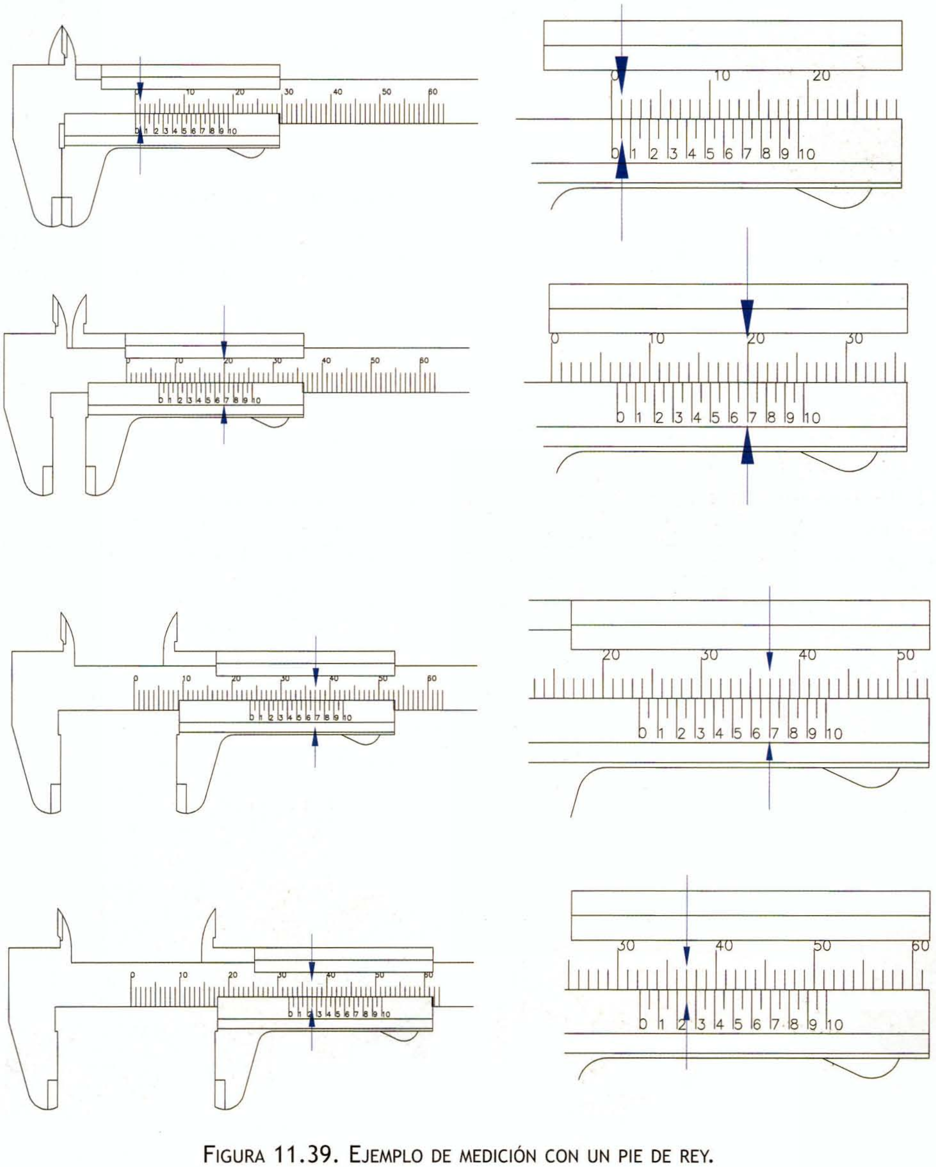
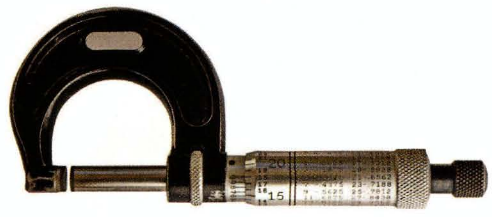


FIGURA 11.39. EJEMPLO DE MEDICIÓN CON UN PIE DE REY.

utiliza el *micrómetro* o *pálmer,* que puede garantizar medidas de precisión de hasta 1/100 mm. En la figura 11.40 se muestra un micrómetro manual y un micrómetro digital.



A)

B)

FIGURA 11.40. PÁLMER O MICRÓMETRO. *A)* MANUAL. *B)* DIGITAL.

Para medir con este aparato se coloca la pieza entre los dos extremos del pálmer. Por medio de un tornillo se consigue que la horquilla del micrómetro toque sin presionar la pieza, obteniendo así la medición. La rosca del husillo de medida tiene normalmente un paso de 0,5 mm, es decir, una vuelta del tornillo del pálmer corresponde a una longitud de 0,5 mm.

El micrómetro de la figura 11.41 tiene el tambor dividido en 50 partes.

Cuando el tambor gira una vuelta completa, el husillo se desplaza 0,5 mm, de forma que cada división corresponde a 0,01 mm, que es la precisión del micrómetro. En el husillo se leen los medios milímetros. Las centésimas se leen sobre el tambor. De esta forma, la medida indicada en la figura 11.41 corresponde a:

$$8{,}5 \text{ mm} + 45 \text{ div.} \times 0{,}01 \text{ mm/div} = 8{,}95 \text{ mm}$$

Ejemplo de utilización de un micrómetro manual

En la figura 11.42 se presenta un micrómetro graduado en milímetros. En este caso, la escala está dividida en divisiones de 1/2 mm, siendo el paso del micrómetro 0,5 mm. La circunferencia del tambor está dividida en 25 partes iguales.

Se pide:

- Precisión del micrómetro.
- ¿Cuántas vueltas es necesario dar al tambor para que el tope se desplace 20,66 mm?
- ¿Es posible medir con este micrómetro exactamente 5,58 mm?
- Lectura en los micrómetros representados en las figuras siguientes.

SOLUCIÓN:

Precisión = 0,5/25 = 0,02 mm.

20,66 mm = 41,32 vueltas = 41 v. + 0,32 × 25 div. = 41 v. + 8 div.

5,58 mm = 11,16 vueltas = 11 v. + 0,16 × 25 div. = 11 v. + 4 div.

A)

B)

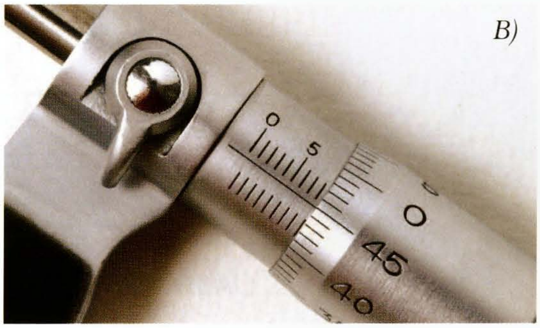


FIGURA 11.41. *A)* MEDIDA CON UN MICRÓMETRO. *B)* DETALLE DEL NONIUS DE UN MICRÓMETRO.

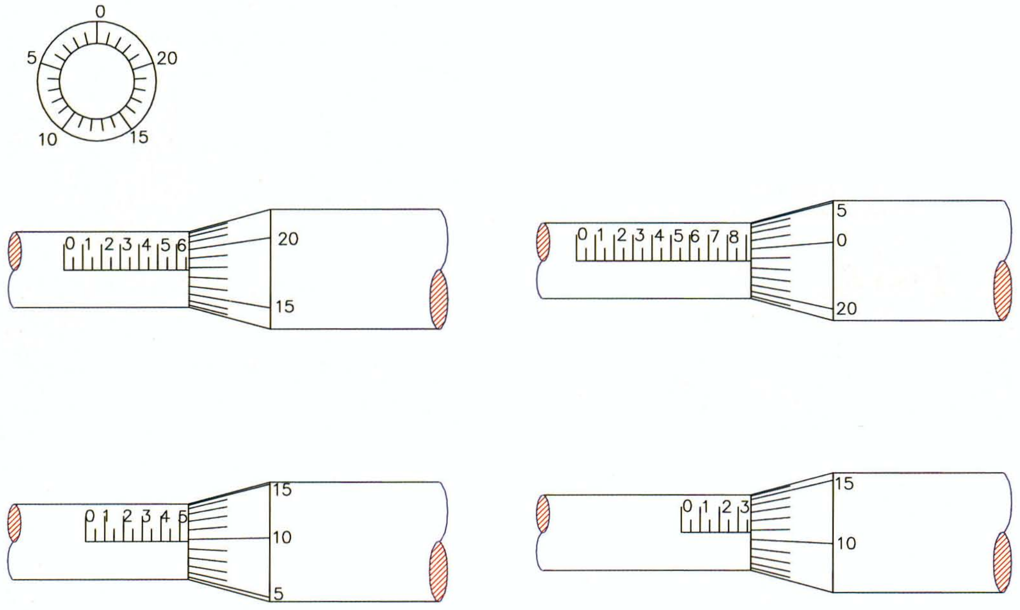


FIGURA 11.42. MEDIDA CON UN MICRÓMETRO.

Medida 1 = 6,5 + 18 × 0,02 = 6,86 mm.

Medida 2 = 9 + 24 × 0,02 = 9,48 mm.

Medida 3 = 5 + 10 × 0,02 = 5,20 mm.

Medida 4 = 3,5 + 11 × 0,02 = 3,72 mm.

11.5. APARATOS PARA MEDICIÓN DE ÁNGULOS

Se entiende por ángulo la diferencia de dirección de dos rectas que parten de un mismo punto. En el taller se emplean predominantemente magnitudes de ángulos fijos, por ejemplo 30°, 90°, 60°, 45°, 120°, 135°.

Para verificar y trazar ángulos rectos se utiliza la escuadra de 90° (figura 11.43). Con objeto de poder satisfacer las distintas condiciones de precisión exigidas existen cuatro grados de exactitud: las escuadras de filo, las escuadras normales, las escuadras de taller del nº I y las de taller del nº II.

Durante su uso la escuadra no debe ladearse. Las discrepancias se denotan por el procedimiento de la rendija de luz.

Es necesario verificar las escuadras y las plantillas de cuando en cuando, ya que los perfiles se desgastan con el uso.

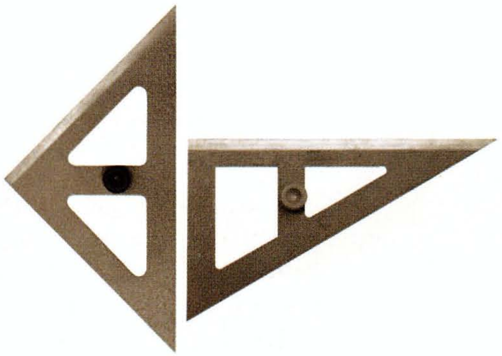


FIGURA 11.43. ESCUADRA Y CARTABÓN.

Las plantillas de ángulos son bloques de acero que materializan determinadas magnitudes angulares por medio de la colocación de las superficies de medición.

Están escalonadas formando juegos, por ejemplo, 1°, 3°, 15°, 30°, 45°, 1', 3', 5', 10', 25', 40', 20'', 30'', lo cual permite componer cualquier ángulo de 0° a 90° escalonados de 10° en 10°. También es posible utilizar plantillas con diferentes ángulos materializados (figura 11.44).

El *transportador simple* u *ordinario* (figura 11.45) hace posible la lectura de grados enteros. Con los buenos transportadores se pueden apreciar incluso cuartos de grado.

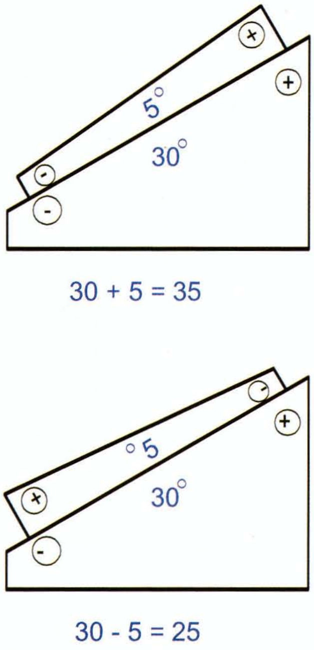


FIGURA 11.44. PLANTILLAS DE ÁNGULOS.

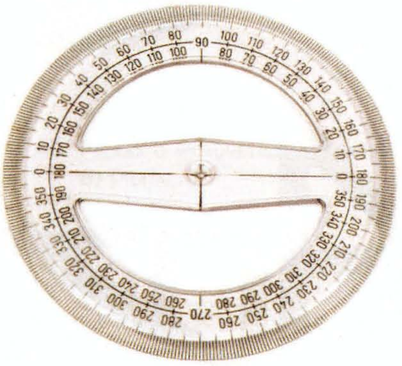


FIGURA 11.45. TRANSPORTADOR DE ÁNGULOS.

El *transportador universal* (figura 11.46) está fabricado para dar mayor precisión en las medidas que el transportador simple. Por medio de una escala auxiliar (nonio o vernier) se aumenta la exactitud de la lectura a 5'. El lado móvil del instrumento puede adaptarse a cualquier ángulo.

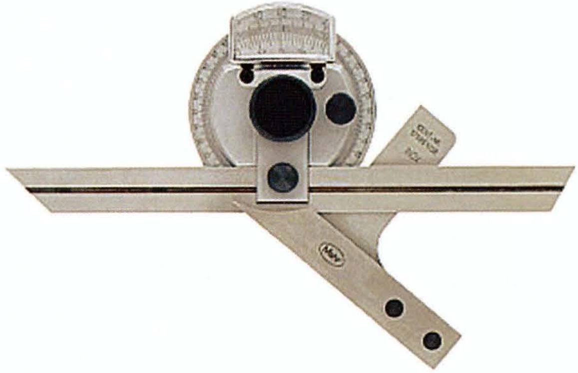


FIGURA 11.46. TRANSPORTADOR UNIVERSAL.

El nonius de la figura 11.47 comprende 23° divididos en 12 divisiones. De esta forma, la precisión del transportador será:

$$p = 2 - 23/12 = 1/12° = 5'$$

La medida obtenida en la figura 11.47 corresponderá a:

$$28° + 2 \text{ div.} \times 5'/\text{div.} = 28° \ 10'$$

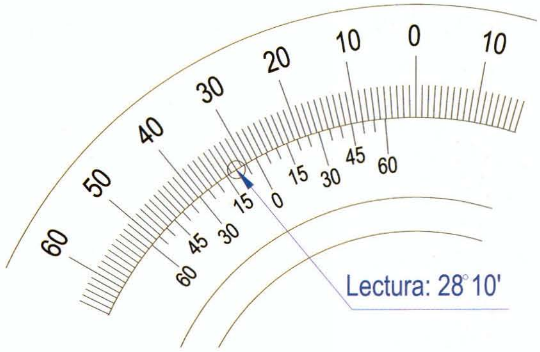


FIGURA 11.47. NONIUS DEL TRANSPORTADOR UNIVERSAL.

12

Materiales

Introducción

El conocimiento de los materiales es fundamental para el diseño de los productos. Éstos deben cumplir las expectativas del consumidor, por lo que es importante conocer el comportamiento de los materiales del mismo para determinar su resistencia mecánica, su conducción eléctrica, su opacidad, la resistencia a la corrosión, su reciclaje, etc.

La forma de los productos también depende de las propiedades del material. Así, por ejemplo, habrá que añadir nervios para dar más rigidez y evitar alabamientos, controlar espesores, añadir acuerdos o chaflanes si se producen aristas vivas, etc., o diseñar formas específicas para aquellas piezas que sean reciclables, como por ejemplo las botellas de materiales plásticos, que tienen una forma rugosa que permite que sean aplastadas cuando se van a reciclar.

También propiedades como el peso, color, posibilidad de decoración, el precio, etc., son interesantes e influirán en la selección del material que debe ser la base de las piezas.

Los materiales pueden ser *naturales*, si se extraen directamente o con muy poca manipulación de la naturaleza (caucho natural, maderas, arcillas, etc.) o *artificiales*, si son el resultado de una manipulación posterior de los materiales naturales.

A los materiales naturales también se los denomina *materias primas*. La mayoría de los materiales que se emplean habitualmente se obtienen a partir de estas materias primas, se combinan y sufren procesos posteriores de fabricación, como por ejemplo las aleaciones, el papel o las cerámicas.

La primera parte del capítulo introduce las características que definen los materiales. Seguidamente se presentan los principales materiales metálicos, su utilización y la forma en que se designan. Se indican las distintas clases de fundición y los principales tipos de aceros.

A continuación se introducen los principales materiales poliméricos y sus aplicaciones más importantes.

En este apartado también se analizan los cauchos, plásticos y adhesivos, con sus distintas variantes.

Se presentan así mismo otros tipos de materiales, compuestos por fibras, tales como las fibras textiles, fibras naturales vegetales y animales, fibras sintéticas y artificiales, etc.

Por último, se describen materiales muy utilizados en la industria como materiales cerámicos y compuestos, de gran importancia, dada su elevada resistencia mecánica y su reducido peso.

12.1. PROPIEDADES

En general, se puede establecer la siguiente clasificación de los materiales atendiendo a sus cualidades técnicas.

- Materiales resistentes.
- Materiales resistentes a la temperatura.
- Materiales elásticos.
- Materiales transparentes a la luz.
- Materiales cuyo comportamiento varía en sus dos dimensiones.

Estas cualidades quedan bien diferenciadas debido a las distintas propiedades físicas:

- Densidad.
- Dilatación térmica.
- Transparencia.
- Puntos de fusión y de ebullición, etcétera.

La resistencia a los esfuerzos queda establecida por sus propiedades mecánicas:

Las propiedades deben ser cuantificadas en la definición del material que se va a emplear en el diseño del producto para asegurar su comportamiento. La forma habitual de hacerlo es verificar si la pieza diseñada y fabricada con un material específico cumple los requisitos esperados durante los ensayos pertinentes. Normalmente el procedimiento de realización de los ensayos viene definido por normas UNE o ISO específicas.

También son importantes propiedades químicas como:

- Composición química.
- Estructura cristalina.
- Estructura molecular.
- Respuesta a la oxidación.
- Respuesta a la corrosión, etcétera.

Es cada vez más importante la posibilidad de que una vez finalizada la vida útil del producto exista la opción de reciclaje, y por lo tanto también lo es conocer su poder contaminante, carácter tóxico, posibilidad de uso reciclado, etcétera.

Finalmente, existen unas características económicas que son fundamentales en el proceso de diseño del producto. Diseños de consumo masivo no utilizarán materiales altamente tecnológicos, ya que suponen un incremento im-

Propiedades mecánicas

Propiedad	Definición	Ejemplo
Dureza	Resistencia del material a ser rayado	Diamante (duro) Arcilla (blando)
Ductilidad	Capacidad de soportar grandes deformaciones antes de romper	Alambres
Fragilidad	Materiales que rompen con muy poca deformación previa	Cristal
Tenacidad	Mide la energía necesaria para producir una rotura	Vidrio (poco tenaz)
Resistencia a la tracción	Mide la relación entre el esfuerzo y la deformación	Acero (gran resistencia a la tracción) Arcilla (poca resistencia a la tracción)
Elasticidad	Capacidad que poseen los materiales para dejarse deformar al presionarlos o estirarlos, recuperando la forma original al cesar la presión	Cauchos (muy elásticos) Vidrio (poco elástico)
Resistencia a la fatiga	Capacidad de resistencia mecánica de los materiales al someterlos a esfuerzos repetidos	Los elementos con cargas alternativas se calculan para soportar la fatiga

portante en el precio. Industrias con altos niveles de responsabilidad, como la aeronáutica, médica, farmacéutica, etc. utilizan materiales novedosos y con altas prestaciones.

12.2. Materiales metálicos

Estos materiales fueron utilizados ya en los primeros avances del hombre debido a su fácil obtención en la naturaleza, su estabilidad y su fácil deformación.

La primera aleación creada a partir de combinaciones de estas materias primas fue el bronce, que es una combinación de cobre y estaño, llegando a caracterizar una época de la prehistoria, la Edad del Bronce. La aparición significativa del hierro empieza con el imperio hitita hacia 1700 a. C.

El hierro es en la actualidad una de las materias primas más empleadas; tanto, que los materiales metálicos se clasifican en función de su presencia (tabla 12.1):

El hierro se obtiene de la reducción de minerales con alto contenido de óxido de hierro (tabla 12.2).

Estos minerales se calientan, y en situaciones de combustión deficitaria de óxigeno liberan el hierro del oxígeno. Se han utilizado métodos muy diversos para su obtención (desde los rudimentarios hornos de las forjas artesanales a las complicadas instalaciones de la industria siderúrgica).

12.2.1. Fundiciones

Son aleaciones de hierro con un cierto porcentaje de carbono que determina sus propiedades. Este porcentaje de carbono se encuentra entre un 1,76 y un 6,67%. El carbono reacciona con el hierro dando lugar a un componente muy duro que es la *cementita* (F_3C). Mecánicamente las fundiciones son materiales frágiles que se rompen sin apenas deformación, aunque es fácil fabricar formas complejas con ellos debido a que, a altas temperaturas, fluyen con facilidad *(colabilidad)*, pudiendo rellenar los huecos de formas complicadas. Su clasificación se puede ver en la tabla 12.3.

Materiales ferrosos	Hierro, fundiciones, aceros, conglomerados ferrosos	
Materiales no ferrosos	Aleaciones pesadas	De cobre, de plomo, de zinc
	Aleaciones ligeras	De aluminio, de titanio
	Aleaciones ultraligeras	De magnesio, de berilio

Tabla 12.1. *Clasificación de los materiales metálicos.*

Óxidos de hierro		
Nombre	**Formulación**	**% de hierro**
Magnetita	Fe_3O_4	72
Hematites	Fe_2O_3	70
Limonitas	$Fe_2O_3 \cdot nH_20$	60

Tabla 12.2. *Óxidos de hierro más frecuentes.*

Fundiciones ordinarias	*Fundiciones grises:* el carbono se encuentra como grafito libre	Económicas, fáciles de mecanizar. Se utilizan en la piezas mecánicas
	Fundiciones blancas: el carbono se encuentra en forma de cementita	Poco uso. No se pueden mecanizar. Se utilizan en ornamentación
Fundiciones aleadas	Tienen cierto contenido de níquel, cromo, vanadio, aluminio...	Propiedades mecánicas muy mejoradas
Fundiciones especiales		Se desarrollan para usos específicos (resistencia a la temperatura, corrosión, etc.)

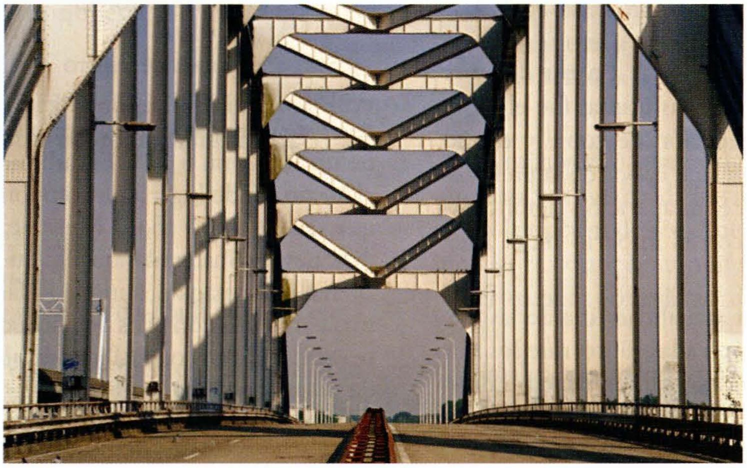
Tabla 12.3. *Clasificación de las fundiciones.*

12.2.2. Aceros

Son aleaciones de hierro cuyo carbono varía entre el 0,03 y el 1,76% (figura 12.1). Pueden tratarse térmicamente, modificándose su estructura de forma considerable sin perder su estado sólido, adquiriendo propiedades especiales (tabla 12.4).

Estos tratamientos térmicos se producen controlando las velocidades de calentamiento y enfriamiento.

Debido a la gran variedad de aceros utilizados en la industria, éstos se clasifican de forma normalizada. Se designan por la letra F y cuatro cifras. La primera de ellas indica la familia del acero, la segunda el grupo, y las dos últimas el producto específico (tabla 12.5).



A)

B)

FIGURA 12.1. EL ACERO SE UTILIZA EN UN GRAN NÚMERO DE CONSTRUCCIONES CIVILES, ALIGERÁNDOLAS DE LAS TRADICIONALES ESTRUCTURAS DE HORMIGÓN. ADEMÁS, CUMPLE UNA FUNCIÓN ESTÉTICA. *A)* PUENTE. *B)* POSTES DE AEROGENERADORES.

Tratamiento	Proceso	Efecto en la estructura
Recocidos	Enfriamiento lento	Estructuras blandas y dúctiles
Templados	Enfriamiento rápido	Estructuras duras y frágiles

TABLA 12.4. *Tratamiento de los aceros.*

Aceros			
Familia	**Grupo**	**Características**	**Usos**
1. Aceros construcción general **F1XXX**	F1100. Aceros al carbono para temple y revenido F1200 y F1300. Aceros de gran resistencia F1400. Aceros de gran elasticidad F1500 y F1600. Aceros de cementación F1700. Aceros de nitruración	Aceros cuyo contenido en carbono varía del 0,1 al 0,7%. Son de uso habitual. Cuanto más carbono contienen, más duros y menos soldables son, pero también más resistentes a los choques. En esta familia se incluyen también aceros con tratamientos térmicos y mecánicos específicos para proporcionarles más resistencia, elasticidad, ductibilidad y dureza superficial	Son de uso habitual en las estructuras de edificios, carrocerías y maquinaria
2. Aceros para usos especiales **F2XXX**	F21. Aceros de fácil mecanización F22. Aceros de fácil soldadura F23. Aceros de propiedades magnéticas F24. De dilatación térmica específica F25. Resistentes a la fluencia	Generalmente son aceros aleados o tratados térmicamente	***Grupos 1 y 2:*** tornillería, tuberías y perfiles ***Grupo 3:*** núcleos de transformadores, motores de bobinado ***Grupo 4:*** piezas de unión de materiales férricos con no férricos sometidos a temperatura ***Grupo 5:*** instalaciones químicas, refinerías y altas temperaturas
3. Aceros resistentes a la oxidación y corrosión **F3XXX**	F3100. Aceros inoxidables F3200 y F3300. Aceros resistentes al calor	Contienen cromo y níquel, a los que se suman otros elementos para otras propiedades más específicas. Resistentes a ambientes húmedos, a agentes químicos y a altas temperaturas. Los aceros inoxidables son brillantes y mantienen muy buena apariencia con el paso del tiempo	***Grupo 1:*** cuchillería, elementos de máquinas en contacto con productos químicos o corrosivos; se emplean para la cocción alimentaria ya que no cogen sabores, presentan gran durabilidad y son fáciles de limpiar. Se emplean también en ornamentación en escaleras y exteriores de edificios y, a pesar de que son duros, en joyería y en relojería ***Grupos 2 y 3:*** piezas de hornos, camisas de pistones y otras piezas de motores de explosión y, en general, piezas sometidas a corrosión y temperatura
4. Aceros de emergencia **F4XXX**	Grupo F410. Aceros de alta resistencia Grupo F420 y F430. Aceros para cementar	Aceros que reciben un tratamiento especial que mejora su resistencia mecánica. Estos aceros no contienen materiales de alto coste, sino que suelen ser más baratos que muchos aceros aleados. Pero tienen menor peso y mayor resistencia	Se utilizan en vigas de edificios. Éstas son más delgadas que las convencionales, soportando el mismo peso y liberando más espacio
5. Aceros para herramientas **F5XXX**	F5100. Aceros al carbono para herramientas 2, 3 y 4. Aceros aleados para herramientas 5. (Rápidos)	Aceros aleados con tratamientos térmicos que les dan características muy particulares de dureza, tenacidad y resistencia al desgaste y a la deformación por calor	***Grupo 1:*** maquinaria de trabajos ligeros en general, desde la carpintería y agrícola, hasta de máquinas ***Grupos 2, 3 y 4:*** maquinaria con trabajos más pesados ***Grupo 5:*** herramientas de desbaste y mecanización rápida que no requieran gran precisión
6. Aceros de uso especial	F 610. Aceros Bessemer F-620. Aceros Siemens F-630 y F-640. Aceros para usos particulares	Aceros aleados o no con características especiales de uso en construcción	En barras corrugadas para hormigón armado En construcción
8. Aceros de moldeo	1. Aceros al carbono de usos generales 2. Aceros de baja radiación 3. Aceros de moldeo inoxidables	Se caracterizan por su maleabilidad y tienen por lo tanto un contenido mínimo de carbono	Se utilizan para verter en moldes de arena y obtener piezas de formas geométricas complicadas, con características muy variadas

TABLA 12.5. *Clasificación de los aceros.*

Suministro de los aceros

Los aceros se suministran de diferentes maneras para que puedan ser manipulados y obtener su forma final. Dependiendo de cuál sea ésta lo habitual es suministrar estos materiales en láminas, bobinas o barras.

El suministro en planchas (figura 12.2) o bobinas (figura 12.3) se utiliza para el plegado o el estampado de piezas, como las carrocerías de los automóviles. Las bobinas permiten que estos procesos puedan realizarse en continuo.

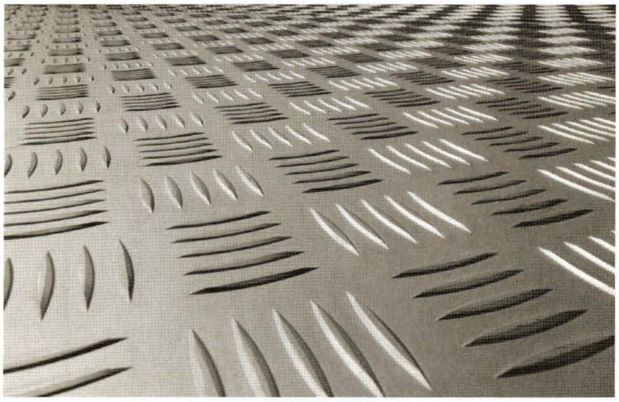


FIGURA 12.2. PLANCHAS DE ACERO

FIGURA. 12.3. BOBINAS DE ACERO. (CORTESÍA DE ACERINOX.)

El suministro en barras permite posteriormente, por medio de estirados o extrusiones, la transformación en barras de diferentes diámetros y en perfiles de formas diversas (figura 12.4).

FIGURA 12.4. BARRAS DE ACERO PARA LA REALIZACIÓN DE ARMAZONES METÁLICOS.

12.3. MATERIALES POLIMÉRICOS

Se agrupan bajo esta denominación los *cauchos*, los *plásticos* y los *adhesivos*.

Los materiales poliméricos se sintetizan a partir de miles de moléculas denominadas monómeros que se unen formando cadenas con diversas formas, constituyendo un *polímero*. Estas moléculas tienen su origen en el mundo vegetal o en los hidrocarburos.

De acuerdo con la estructura química del polímero se clasifican en:

- *Polímeros originados por un proceso de polimerización*. Estos materiales se originan por la unión del mismo *monómero* en presencia de un catalizador. Éste es el origen de plásticos como el polipropileno, el polietileno, el metacrilato, etcétera. Cuando el polímero está formado por un solo tipo de monómero se denomina *homopolímero*, cuando hay dos, *copolímero*, y cuando hay tres, *terpolímero*.
- *Polímeros originados por un proceso de policondensación*. Estos polímeros se originan por la unión de monómeros de diferente naturaleza, durante la cual aparecen radicales libres. Esta fabricación corresponde a las *poliamidas* y al *policarbonato*.
- *Polímeros originados por un proceso de poliadición*. El proceso es una policondensación, de la cual resulta un polímero con un orden estricto y fijo de los monómeros que lo forman. Un caso típico de producto resultante de este proceso es la espuma de poliuretano.

Atendiendo al origen de las moléculas se pueden clasificar en:

- *Macromoléculas naturales,* especialmente el *caucho* y otras como la *celulosa,* imprescindible para la fabricación del papel. En la actualidad se utilizan como base para la elaboración de otros materiales.
- *Macromoléculas de transformación:* son productos derivados de los anteriores cuyas características han sido mejoradas mediante la adición de otros componentes y otras transformaciones. Por ejemplo, el caucho vulcanizado utilizado en los neumáticos contiene cierta cantidad de azufre, y el negro de humo que se le añade le confiere una gran estabilidad solar.

FIGURA 12.5. LOS NEUMÁTICOS, JUNTO CON LAS JUNTAS DE ESTANQUEIDAD, SON EJEMPLOS DE APLICACIÓN DEL CAUCHO VULCANIZADO.

- *Macromoléculas producidas por síntesis:* la gran mayoría de los plásticos se incluyen en este grupo.

De acuerdo con su comportamiento se clasifican en:

- *Termoestables:* también se conocen como *termoendurecibles.* Estos materiales, al enfriarse y solidificar adoptan una forma irreversible. Sus cadenas forman una red muy compacta y rígida que les confiere gran resistencia térmica y una gran fragilidad. No son reciclables.
- *Termoplásticos:* estos materiales no ven alterada sus estructura al calentarse y solidificar. Son reciclables. Pueden ser amorfos y cristalinos, lo cual les proporciona diferentes propiedades (tablas 12.6 y 12.7).

Criterio	Cristalinos	Amorfos
Resistencia térmica	Mayor	Menor
Rigidez	Mayor	Menor
Impacto	Menor	Mayor
Contracción	Mayor	Menor

TABLA 12.6. *Variación de las propiedades mecánicas según el grado de cristalinidad de los termoplásticos.*

Amorfos	Cristalinos
ABS Acrilo nitrilo butadieno estireno	PPN Polipropileno
PS Poliestireno	PBT Polibutilentereftalato
ASA Éster acrílico elastomérico	PET Polietilentereftalato
PC Policarbonato	PA Poliamida
PMMA Polimetacrilato	POM Resina
PVC Cloruro de polivinilo	–

TABLA 12.7. *Clasificación de diferentes termoplásticos según su cristalinidad.*

- *Elastómeros:* son sustancias elásticas, muy deformables y con gran capacidad de recuperación. Una vez moldeados no pueden volver a ser reutilizados como materia prima.

Los plásticos, de acuerdo con la escala de producción, pueden ser:

- Plásticos de uso general *(commodities)*: comprenden la mayoría de los polímeros fabricados mundialmente (tabla 12.8). Por ejemplo, el PVC, el polietileno, el polipropileno, el poliestireno, el PET, etc. Son muy versátiles y en general poseen buenas propiedades (figuras 12.6 y 12.7).

FIGURA 12.6. UNA DE LAS APLICACIONES MÁS EXTENDIDAS DEL PVC (COMMODITIE) ES LA FABRICACIÓN DE REDES DE SANEAMIENTO. SU MENOR PESO, SU PRECIO Y LA POSIBILIDAD DE RECICLADO HACEN DE ÉL UNA BUENA ALTERNATIVA A LAS TRADICIONALES DE HIERRO U HORMIGÓN. (CORTESÍA DEL GRUPO PLOMYPLAS.)

- Plásticos de ingeniería o de especialidad *(specialties)*: se denominan también *tecnopolímeros*. Se emplean en sustitución de otros materiales, como la madera y otros metales. Poseen propiedades que les permiten simular el comportamiento de los anteriores. Se producen en menor escala. Son ejemplos el (poli)óxido de metileno y el (poli)cloruro de vinilideno, el poliacetal, el policarbonato y el (poli)tetraflúor-etileno.

Siglas	Nombre
PVC	Policloruro de vinilo
PE	Polietileno
PP	Polipropileno
PS	Poliestireno
HDPE	Polietileno de alta densidad
LDPE	Polietileno de baja densidad
PET	Politereftalato de etileno

TABLA 12.8. *Plásticos más comunes.*

FIGURA 12.7. EL PET HA SIDO UNO DE LOS PLÁSTICOS COMMODITIES CUYO CONSUMO HA CRECIDO ESPECTACULARMENTE, SUSTITUYENDO A OTROS COMO EL PVC EN LA FABRICACIÓN DE BOTELLAS.

12.3.1 SUMINISTRO DE LOS PLÁSTICOS

Habitualmente los plásticos se suministran en granza (granulados) con o sin mezcla de otro tipo de componentes (lubricantes, colorantes, etc.). Esta granza (figura 12.8) se calienta en máquinas especiales y puede ser extruida o moldeada. De esta forma se pueden obtener por ejemplo perfiles de ventanas o tuberías por extrusión, o bien accesorios de saneamiento o carcasas de teléfonos por inyección de plástico.

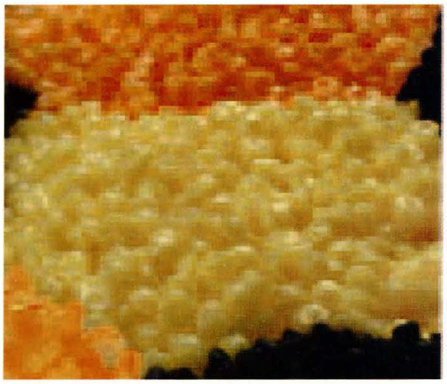


FIGURA 12.8. GRANZA DE PVC DE DIFERENTES COLORES.

Muchas de las aplicaciones de los plásticos parten de un suministro de material en forma de película. Ésta se obtiene por medio de calandrados sucesivos y es la base de la fabricación de bolsas plásticas de suelos o de recubrimientos.

A veces el suministro es en forma de polvo para poder fabricar piezas huecas, como depósitos de agua, por medio de moldeo rotacional.

12.3.2 RECICLAJE DE LOS PLÁSTICOS

Los materiales termoplásticos pueden ser reciclados y por tanto su utilización contribuye al sostenimiento del medioambiente, alargando la vida útil del mismo. Esto les dota de un gran atractivo en la reutilización de materiales para segundas aplicaciones, como los paneles de las carreteras o parachoques de automóviles. En general su reutilización es sencilla y basta en muchas ocasiones con moler y convertirlo en granza para obtener ya un material aprovechable.

Para facilitar este reciclaje, en muchos objetos plásticos aparece un triángulo como el que se puede ver en la figura 12.9.

FIGURA 12.9. SÍMBOLO DE RECICLADO.

Este triángulo tiene en el interior un número que identifica el tipo de plástico de acuerdo con la correspondencia de la tabla 12.9, por lo que se puede separar en la clasificación de residuos para poder ser reciclado. En general, cuanto menor es el número más sencillo va ser su tratamiento en el reciclado.

1	PET	Tereftalato de polietileno
2	HDPE	Polietileno de alta densidad
3	V	Policloruro de vinilo (PVC)
4	LDPE	Polietileno de baja densidad
5	PP	Polipropileno
6	PS	Poliestireno
7		Otros

TABLA 12.9. *Clasificación de los plásticos para su reciclado.*

12.4. FIBRAS TEXTILES

Se caracterizan por:

- Su origen en forma de filamento (hilo).
- Su posibilidad de ser tejidas e hiladas.
- Su facilidad para enredarse y de adaptarse a las formas.

La fibra es el elemento básico que forma un hilo, y se caracteriza por su diámetro o finura; éste se mide en micras.

Uno de los primeros productos elaborados con fibras por los hombres fue la ropa. En un primer momento se empleaba cuero o pieles de animales, que se cosían por medio de finas ramas de plantas flexibles. El hilado de esas fibras naturales condujo a la fabricación de hilos, y posteriormente su entrecruzamiento de forma perpendicular originó los tejidos. Hasta el siglo XVIII se tejía a mano o por medios artesanales. La aparición del telar mecánico (Edmund Cartwright, 1784), junto con la máquina de vapor, es uno de los símbolos de la revolución industrial.

12.4.1. Fibras naturales vegetales y animales

Son aquellas que proceden directamente de la naturaleza. Destacan entre las vegetales el lino, el algodón y el yute. Y entre las fibras de origen animal el cuero, la seda y la lana (figuras 12.10, 12.11 y 12.12).

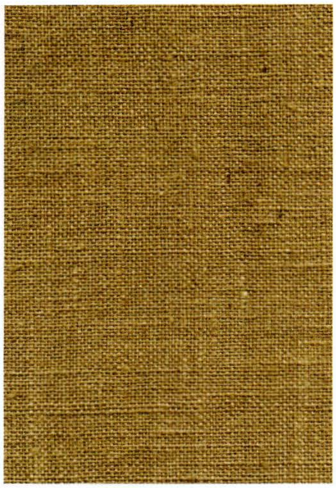


Figura 12.10. El tejido de lino es fresco y antialérgico. Normalmente se utiliza mezclado con otras fibras para mejorar su planchado.

Figura 12.11. Los capullos de seda se hierven a partir de su décimo día de formación y se aplastan. Posteriormente se lavan, se obtienen las bolas de algodón y se tejen.

La importancia de estas fibras se traduce en la influencia que tuvieron en la sociedad. La lana fue la fuente de riqueza de unos gremios poderosos (Mestas) en el siglo XVI llegando a ser protegidos por las diferentes casas reales europeas. La gran mano de obra que requería el algodón en su recolección obligó a buscar esclavos cuya mano de obra era más barata que la de los jornaleros libres en el siglo XVIII. El secreto de la elaboración de la seda dio lugar a el mantenimiento de rutas con Oriente prácticamente ininterrumpidas hasta el siglo XV.

Las fibras textiles son la materia prima de la industria textil, que da lugar a tecnologías muy interesantes, como la elaboración de patrones, el estampado de tejidos, la elaboración de nuevas fibras, etcétera.

Figura 12.12. La lana permite tejidos cálidos y confortables.

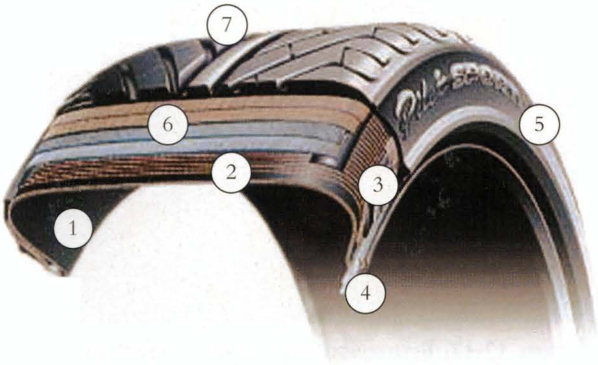
12.5. Fibras minerales

Destaca la fibra de vidrio y las derivadas de los metales, principalmente oro y plata (usadas en confección), acero, aluminio o cobre.

La fibra de vidrio es un gran aislante térmico y acústico, y resulta incombustible (figura 12.13). También destaca por su ligereza y gran resistencia. No resulta fácil de manipular, ya que desprende pequeños cristales que en contacto con la piel provocan cortes.

FIGURA 12.13. LOS CASCOS DE BARCOS, DEPÓSITOS, PISCINAS, ETC., SE REFUERZAN CON FIBRA DE VIDRIO.

Las fibras de acero se utilizan como "armaduras" en los cables y en los neumáticos (figura 12.14).



1. Capa de caucho sintético estanca al aire
2. Lona de carcasa
3. Relleno de zona baja
4. Aros
5. Flancos de goma flexible
6. Lonas de cima armadas con cables de acero muy finos y muy resistentes
7. Caucho exterior

FIGURA 12.14. ESTRUCTURA DE UN NEUMÁTICO. (CORTESÍA DE MICHELÍN.)

Las fibras de cobre se emplean tejidas como aislamiento electromagnético de conductores.

12.6. FIBRAS SINTÉTICAS Y ARTIFICIALES

La investigación en la industria química de síntesis ha permitido el desarrollo de fibras sintéticas (figura 12.15). La finura en las fibras artificiales se mide en Denier, que es el peso de 9.000 metros de hilo en gramos.

A) Dacrón

B) Teflón

C) Rayón

FIGURA 12.15. DIVERSAS APLICACIONES DE LAS FIBRAS ARTIFICIALES.

La celulosa es un polímero natural que se encuentra en la madera, el algodón y el papel, y que ha servido de punto de partida para la elaboración de polímeros más complejos por procedimientos químicos.

La primera fibra artificial fue el rayón (xantrato de celulosa) que se utilizó en la elaboración de tejidos como un intento de imitación a la seda. La celulosa tiene unas fibras rugosas, y modificándola adecuadamente se obtienen fibras de filamentos lisos que, como la seda, le confieren al tejido ese aspecto brillante. Las fibras de rayón son cómodas, suaves y económicas.

El Nylon (o nailon) se obtiene por la polimerización de un derivado fenólico y otro derivado del amoniaco. Inventado en los laboratorios Dupont en 1938, se la consideraba una fibra capaz de competir con la seda y el rayón. Su nombre en inglés Nylon se debe a un acrónimo de la ciudad de Nueva York (NY) y a la ciudad de Londres (LON).

Esta fibra presentaba ventajas frente a las existentes entonces, ya que no necesita planchado, es elástica y resistente, lavable, ligera, barata y duradera. Se utiliza en abundancia en la confección de tejidos y telas de punto, especialmente en la confección de medias, industria que revolucionó en su momento (1945). Se utiliza también para cuerdas y sedales, ya que es muy resistente al agua de mar. Para la fabricación de piezas se utiliza como material termoplástico para la fabricación de peines, cepillos de dientes, etc.

El nailon original presentaba inconvenientes, como la acumulación de electricidad estática, no permitir la transpiración, ser poco resistente a la luz solar, etc. (figura 12.16).

Los poliésteres se inventaron en la década de 1970, sustituyendo en muchas aplicaciones al nailon, ya que no tenían sus inconvenientes. Estas fibras son resistentes a la luz solar, no se arrugan fácilmente, son duraderas y presentan mejor aspecto que los tejidos realizados con nailon. Es habitual tejerlos mezclados con fibras naturales para mejorar el planchado de estas últimas (figura 12.17).

FIGURA 12.17. ESTA COMETA ESTÁ FABRICADA CON TEJIDO DE POLIÉSTER.

FIGURA 12.16. OBJETOS REALIZADOS CON NAILON: SEDALES DE PESCA Y PRENDAS IMPERMEABLES.

Los poliésteres también se utilizan como materia prima para la obtención de utensilios. Las botellas de uso general para bebidas gaseosas o para agua se realizan con una familia especial de poliésteres que son los *policarbonatos:* el *polietilén tereftalato* o PET; o, mejorado para soportar temperaturas más altas que el anterior, se utiliza el polietilén-naftalato o PEN.

La evolución de la industria química ha permitido la continua invención de fibras con propiedades muy variadas (tabla 12.10).

Las fibras acrílicas (derivadas del acrilonitrilo) se obtienen por hilatura en seco y estirado de los hilos a 160°-180 °C hasta 10 veces su longitud. Son fibras de buena resistencia mecánica, térmica y química y a la luz. Son además ligeras, suaves y se utilizan como imitación de la lana. Se secan rápidamente ya que no absorben agua.

Las fibras obtenidas por poliadición son más resistentes a la rotura que el caucho, siendo su alargamiento similar al de éste. Son muy estables ante otras sustancias y a la luz, absorben poca humedad, son duraderas y soportan temperaturas de hasta 150 °C.

Fibras acrílicas	Fibras poliamidas	Fibras de poliéster	Fibras por poliadición
Crilenka©	Nylon©	Dacron©	Dorlastan©
Redon©	CTA©	Fortel©	Elastomer©
Dralon©	Chemstrand©	Teteron©	Lycra©
Orlon©	Nomex©	Tergal©	Sarlane©
Acrilan©	Fabeinyl©	Terlenka©	Rhodastic©
Courtelle©	Quiana©	Teriber©	Spanzelle©
	Astron©	Enkalene©	Unel©

TABLA 12.10. *Nombres registrados de fibras sintéticas.*

12.7. OTROS MATERIALES

Los materiales cerámicos son duros y muy buenos aislantes térmicos. Se utilizan en piezas en las que la resistencia al calor es fundamental. Se encuentran en motores o en recubrimientos de aviones o naves espaciales (figura 12.18).

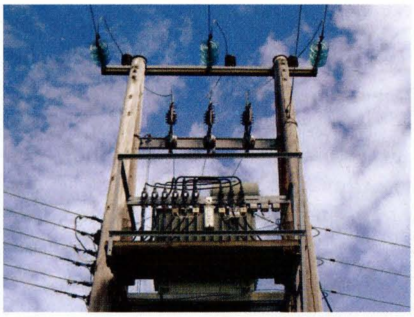


FIGURA 12.18. LAS TORRES DE ALTA TENSIÓN LLEVAN AISLADORES FORMADOS POR MATERIALES CERÁMICOS.

Por otra parte, cada vez es más frecuente combinar materiales para así obtener propiedades que aisladamente no tendrían. En envasado en *brick* es un buen ejemplo de ello. La caja de cartón prismática, útil para el almacenaje, que no permite el paso de la luz, se ve mejorada por una capa de aluminio, que es ligero pero le confiere resistencia, y una capa de plástico, que protege al cartón exteriormente y en el interior evita que los líquidos estén en contacto con el aluminio (figura 12.19).

Los materiales compuestos están formados por dos o más materiales físicamente distinguibles y separables de forma mecánica, de tal forma que combinados entre ellos, se obtienen unas propiedades mecánicas muy superiores a las de sus componentes de forma individual. Aparecen por lo tanto materiales nuevos que comprenden lo mejor de las propiedades de los metales, los plásticos y las cerámicas. Estos materiales com-

FIGURA 12.19. LOS ENVASES COMBINACIÓN DE MATERIALES PROPORCIONAN UN GRAN AISLAMIENTO Y PERMITEN APROVECHAR MEJOR LOS ESPACIOS.

puestos se pueden crear por la mezcla de partículas, de fibras o de materiales donde la geometría y la estructura de sus componentes les otorgan características especiales. Los paneles sándwich (figura 12.20), muy resistentes y ligeros, o el cermet, mezcla de cerámica y metal y muy empleado en filos de herramientas son ejemplos de ellos.

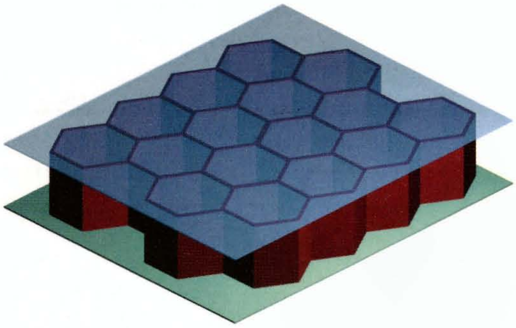


FIGURA 12.20. ESTRUCTURA DE UN PANEL SÁNDWICH.

Las fibras ópticas son compuestos de vidrio y materiales plásticos. Son capaces de dirigir la luz emitida por un láser u otras fuentes lumínicas, produciéndose un fenómeno denominado reflexión total interna. Esta propiedad se utiliza para la transmisión de datos a altas velocidades (figura 12.21).

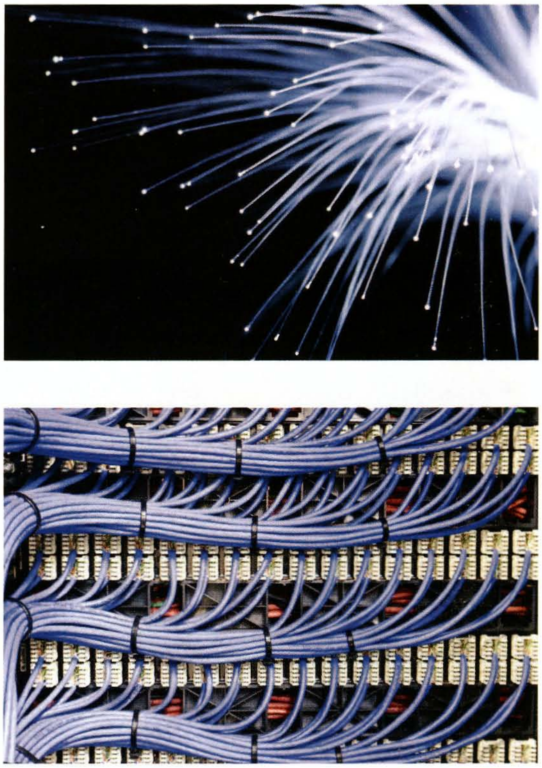


FIGURA 12.21. *A)* FIBRAS ÓPTICAS. *B)* LA UTILIZACIÓN DE FIBRA ÓPTICA HA PERMITIDO EL DESARROLLO DE LAS REDES LOCALES INFORMÁTICAS Y DE LAS TELECOMUNICACIONES EN GENERAL.

13

Tolerancias dimensionales

Introducción

La implantación industrial de la fabricación en serie hace que se deba establecer el *principio de intercambiabilidad,* según el cual cualquier pieza de una serie debe ser capaz de sustituir a otra que tenga sus mismas especificaciones o características de diseño.

Dado que dos piezas construidas no serán exactamente iguales, el hecho de aplicar el principio de intercambiabilidad exige que se deban establecer unos márgenes dentro de los cuales la pieza será aceptable. Estos márgenes constituyen lo que se conoce como *tolerancia*.

Cuando las tolerancias afectan a las medidas de una pieza, se denominan *tolerancias dimensionales.* Cuando afectan a una forma o a la posición de un elemento se denominan *tolerancias geométricas.*

Este capítulo se dedica a las tolerancias dimensionales. En él se introducen los conceptos fundamentales que permiten establecer los requisitos para determinar el rango de variación que se puede permitir en las dimensiones de una pieza.

En primer lugar se establecen las definiciones necesarias para establecer el sistema ISO de tolerancias dimensionales. Se definen conceptos tales como eje y agujero, dimensión nominal, tolerancia, dimensiones límite, desviación superior e inferior, etc.

Seguidamente se indica cómo se especifican en un plano las tolerancias normalizadas según ISO. Se definen los códigos de letras y números, y sus equivalentes estrictamente numéricos, que se usan para establecer la amplitud y la zona de tolerancia normalizadas que se utilizan en el sistema ISO.

A continuación se delimita el concepto de ajuste y los tipos que se pueden presentar: con juego, aprieto o indeterminado. Se define también el concepto de sistema ISO de ajuste: agujero base, eje base o sistema mixto, indicándose los principales criterios que se deben utilizar para elegir cada uno de los sistemas de ajuste.

Se plantean también criterios de diseño que permiten establecer distintos tipos de ajustes entre piezas en función de la utilización o el funcionamiento que vayan a tener esas piezas.

Se incluyen varios ejemplos de cálculo donde se puede ver cómo se determinan los parámetros del ajuste dadas las tolerancias, o a la inversa, cómo se pueden determinar ajustes normalizados partiendo de condiciones de diseño tales como el ajuste máximo y el ajuste mínimo que se pueden establecer para el correcto funcionamiento de un conjunto.

Por último, se presenta cómo se definen las tolerancias generales dimensionales y de qué manera se verifican las tolerancias dimensionales normalizadas.

13.1. Tolerancias dimensionales

Las *tolerancias dimensionales* fijan un margen de valores permitidos para las cotas funcionales de una pieza y afectan, lógicamente, sólo a las dimensiones de la misma.

Cuando se construye una pieza, debido a los medios de producción disponibles es necesario asegurar una calidad mínima de fabricación. A esta calidad hacen referencia las *tolerancias generales,* que se verán posteriormente.

Además de esta tolerancia general, los elementos de la pieza pueden verse afectados por tolerancias dimensionales y/o geométricas específicas de acuerdo con la funcionalidad de la pieza. Estas tolerancias serán en general más ajustadas que las que implican habitualmente las tolerancias generales.

13.1.1. Definiciones

En las tolerancias dimensionales se utilizan en general los términos *eje* y *agujero* cuando se trata de una pareja de elementos, uno macho y otro hembra, que encajan entre sí, independientemente de la forma de la sección que tengan. Se usan estos términos porque la gran mayoría de las uniones están formadas por elementos cilíndricos, aunque los elementos pueden ser de revolución o no (figura 13.1).

Figura 13.1. Eje y agujero son los términos empleados para los elementos destinados a acoplar.

Por convenio, todas las variables y definiciones relativas a ejes se representan con minúsculas, y todas las relativas a agujeros con mayúsculas. Se establecen las siguientes definiciones:

- *Medida:* es la cifra que expresa el valor numérico de una longitud o de un ángulo.
- *Medida nominal* (*dN* para ejes, *DN* para agujeros): es el valor teórico que tiene una medida, respecto al que se consideran las medidas límite.
- *Medida efectiva* (*de* para eje, *De* para agujeros): es el valor real de una medida, que ha sido determinado midiendo sobre la pieza ya construida.
- *Medidas límite* (máxima, *dM* para ejes, *DM* para agujeros; mínima, *dm* para ejes, *Dm* para agujeros): son los valores extremos que puede tomar la medida efectiva.
- *Desviación o diferencia:* es la diferencia entre una medida y la medida nominal.
- *Desviación efectiva:* es la diferencia entre la medida efectiva y la nominal.
- *Desviación superior o inferior:* (*Ds*, *Di* para agujeros y *ds*, *di* para ejes) es la diferencia entre la medida máxima/mínima y la medida nominal correspondiente.
- *Desviación fundamental:* es una cualquiera de las desviaciones límite (superior o inferior) elegida convenientemente para definir la posición de la zona de tolerancia en relación a la línea cero.
- *Línea de referencia o línea cero:* es la línea recta que sirve de referencia para las desviaciones o diferencias y que corresponde a la medida nominal.
- *Tolerancia dimensional* (*t* para ejes, *T* para agujeros): es la variación máxima que puede tener la medida de la pieza. Viene dada por la diferencia entre las medidas límite, y coincide con la diferencia entre las desviaciones superior e inferior.
- *Zona de tolerancia:* es la zona cuya amplitud es el valor de la tolerancia.
- *Tolerancia fundamental:* es la tolerancia que se determina para cada grupo de medidas y para cada calidad de trabajo.

Para los cálculos que se deban efectuar se pueden tener en cuenta las expresiones de la tabla 13.1.

Para agujeros	Para ejes
Ds = Di + T	ds = di + t
DM = Dm + T	dM = dm + t
T = DM – Dm = Ds – Di	t = dM – dm = ds – di
DM = DN + Ds	dM = dN + ds
Dm = DN + Di	dm = dN + di

TABLA 13.1. *Fórmulas de aplicación.*

Hay que tener en cuenta que los valores de las diferencias llevan signo negativo cuando representan valores por debajo del diámetro nominal.

En la figura 13.2 aparecen representadas las definiciones ofrecidas anteriormente.

En la figura 13.3 se ofrece un ejemplo de todas las magnitudes definidas anteriormente.

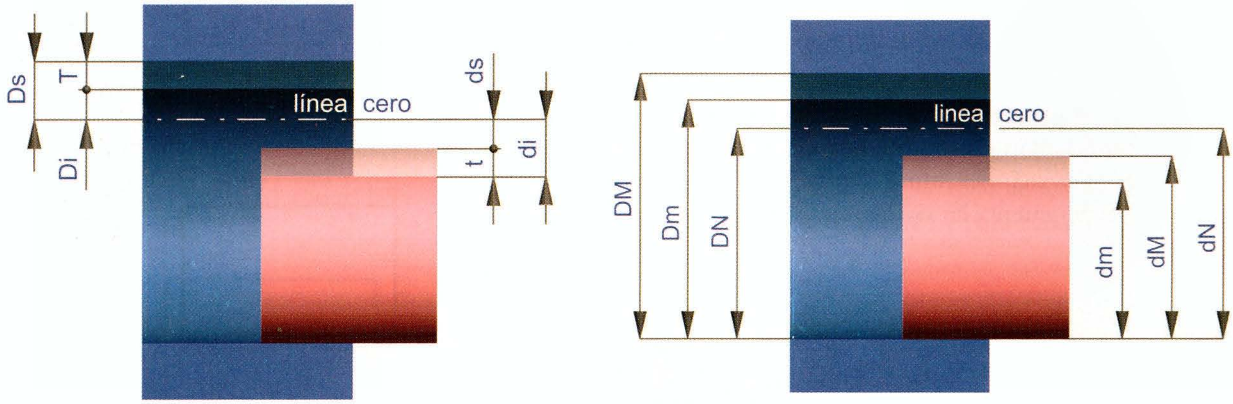


FIGURA 13.2. DEFINICIONES.

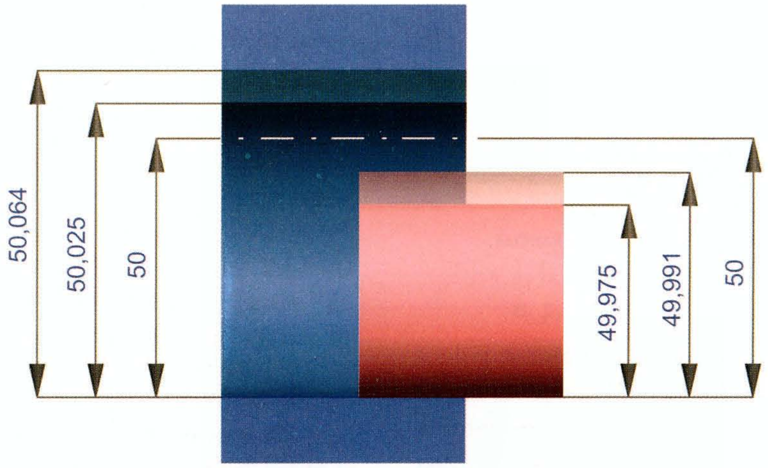


FIGURA 13.3. EJEMPLO DE MEDIDAS.

13.1.2. Representación de las tolerancias

Las tolerancias dimensionales se pueden representar en los dibujos de varias formas:

- Con su medida nominal seguida de las desviaciones límite.
- Con los valores máximo y mínimo.
- Con la notación normalizada ISO.

Las unidades de las desviaciones son las mismas que las de la medida nominal. Normalmente, para las magnitudes lineales estas unidades serán milímetros, salvo indicación en contra.

Si se utiliza una unidad diferente del milímetro para todas las desviaciones de un plano, se debe indicar en dicho plano.

El número de cifras decimales debe ser el mismo en las dos desviaciones, salvo que una de ellas sea nula.

Si los elementos afectados por tolerancia se representan con su medida nominal seguida de las desviaciones límite (figura 13.4) se deben tener en cuenta las siguientes indicaciones:

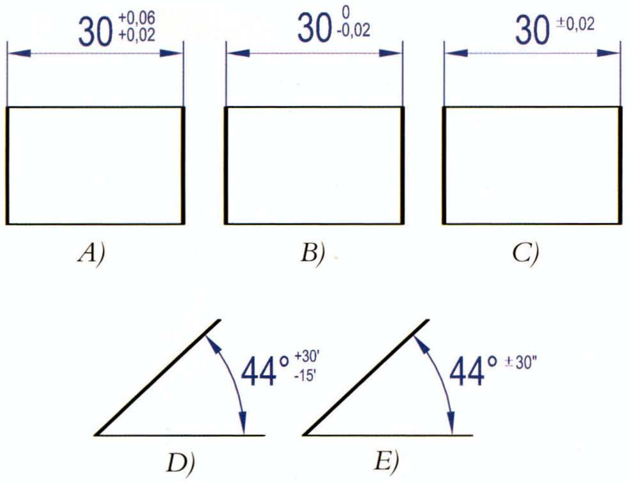


Figura 13.4. Representación de las tolerancias.

- La desviación superior siempre se coloca encima de la inferior, tanto en ejes como en agujeros (figuras 13.4A).
- Si una desviación es nula, se expresa sin decimales (figura 13.4B).
- Si la desviación superior es igual a la inferior cambiada de signo, se escribe solamente el valor absoluto de las desviaciones precedido del signo ± (figura 13.4C).
- Los convenios son los mismos para las cotas lineales que para las angulares (figuras 13.4D y 13.4E).

El elemento afectado de tolerancias puede indicarse con las dos medidas límites según se indica en la figura 13.5.

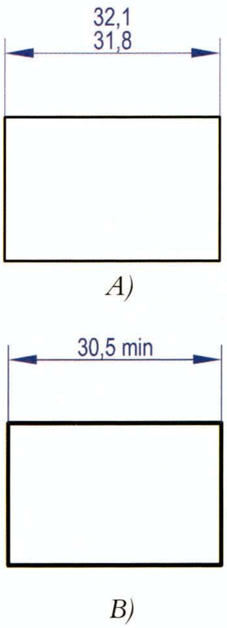


Figura 13.5. Medidas límiite en la representación de las tolerancias.

Si la medida está limitada en un sentido único, después de la cifra de cota se debe consignar la indicación *máx* o *mín* (figura 13.5B).

Los símbolos ISO utilizados para representar las tolerancias dimensionales tienen tres componentes (figura 13.6):

- *Primer componente:* medida nominal.
- *Segundo componente:* una letra representativa de la desviación fundamental en valor y en signo (minúscula para eje, mayúscula para agujero), que indica la posición de la zona de tolerancia.
- *Tercer componente:* un número representativo de la anchura de la zona de tolerancia (calidad de la tolerancia).

FIGURA 13.6. SÍMBOLOS ISO.

Cuando convenga, y para mayor claridad, se pueden añadir entre paréntesis los valores de las tolerancias (figura 13.7).

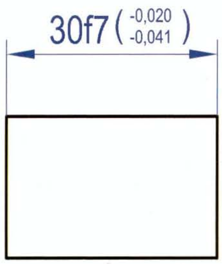


FIGURA 13.7. SÍMBOLOS ISO COMPLEMENTADOS CON DESVIACIÓN SUPERIOR E INFERIOR.

13.1.3. CALIDAD DE LA TOLERANCIA

Desde el punto de vista de la medida nominal, la norma UNE-EN 20286-1 (ISO 286-1:1988) presenta el sistema ISO de tolerancias para medidas nominales comprendidas entre 0 y 3.150 mm. Se realiza una partición en grupos de diámetros, según puede verse en las tablas 13.2, 13.3 y 13.4.

Las tolerancias dimensionales tienen en cuenta la calidad de la pieza. La *calidad* o *índice de calidad* es un conjunto de tolerancias que se corresponde con un mismo grado de precisión para cualquier grupo de diámetros. Cuanto mayor sea la calidad de la pieza, menor será la tolerancia.

La norma ISO distingue veinte calidades (o veinte grados de tolerancia) designados como IT01 IT0, IT1, IT2, ..., IT17, IT18, con tanto menor grado de calidad cuanto mayor es el número asociado a la designación.

De esta forma, las calidades 01 a 3 para ejes y 01 a 4 para agujeros se usan para calibres y piezas de alta precisión. Las calidades 4 a 11 para ejes y 5 a 11 para agujeros, están previstas para piezas que van a estar sometidas a ajustes. Por último, las calidades superiores a 11 se usan para piezas o elementos aislados que no requieren un acabado tan fino.

Para medidas nominales superiores a 500 mm, los valores de los grados iguales o inferiores a 5 se dan sólo a título experimental. Los grados de tolerancia IT14 a IT18, ambos inclusive, no deben utilizarse para medidas nominales iguales o inferiores a 1 mm.

En la tabla 13.2 se muestran los valores fundamentales en micras para cada una de las veinte calidades y para cada uno de los grupos de medidas de la serie principal. Estos valores corresponden a la *anchura de la zona de tolerancia* para cada grupo de diámetros y para cada índice de calidad.

13.1.4. POSICIÓN DE LA ZONA DE TOLERANCIA

El sistema ISO de tolerancias define veintiocho posiciones diferentes para las zonas de tolerancia, situadas respecto de la línea cero. Se definen mediante unas letras (mayúsculas para agujeros y minúsculas para ejes), según se muestra a continuación:

Agujeros: A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H, J, Js, K, M, N, P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC.

Ejes: a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h, j, js, k, m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc.

En las figuras 13.8 y 13.9 se observan las posiciones relativas de las distintas zonas de tolerancia para ejes y agujeros respecto de la línea cero.

Medida nominal d (mm)	Grados de tolerancia normalizados																			
	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
	Tolerancias μm																			
d ≤ 3	0,3	0.5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1	1,4
3 < d ≤ 6	0,4	0.6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,2	1,8
6 < d ≤ 10	0,4	0.6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,5	2,2
10 < d ≤ 18	0,5	0.8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,8	2,7
18 < d ≤ 30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,1	3,3
30 < d ≤ 50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,5	3,9
50 < d ≤ 80	0,8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3	4,6
80 < d ≤ 120	1	1.5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,5	5,4
120 < d ≤ 180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1	1,60	2,50	4	6,3
180 < d ≤ 250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,6	7,2
250 < d ≤ 315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,2	8,1
315 < d ≤ 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,7	8,9
400 < d ≤ 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,3	9,7
500 < d ≤ 630			9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0,70	1,10	1,75	2,80	4,40	7	11
630 < d ≤ 800			10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0,80	1,25	2	3,20	5	8	12,5
800 < d ≤ 1.000			11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0,90	1,40	2,30	3,60	5,60	9	14
1.000 < d ≤ 1.250			13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,60	4,20	6,60	10,5	16,5
1.250 < d ≤ 1.600			15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,10	5	7,80	12,5	19,5
1.600 < d ≤ 2.000			18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1,50	2,30	3,70	6	9,20	15	23
2.000 < d ≤ 2.500			22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,80	4,40	7	11	17,5	28
2.500 < d ≤ 3.150			26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2,10	3,30	5,40	8,60	13,5	21	33

TABLA 13.2. *Valores numéricos de los grados de tolerancia normalizados IT.*

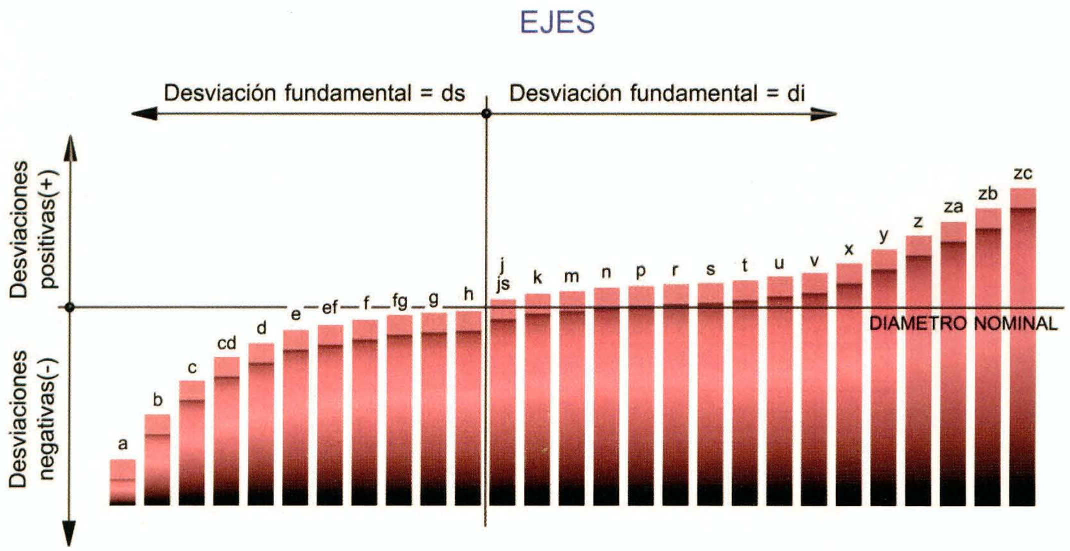


Figura 13.8. Posiciones de las zonas de tolerancia para ejes.

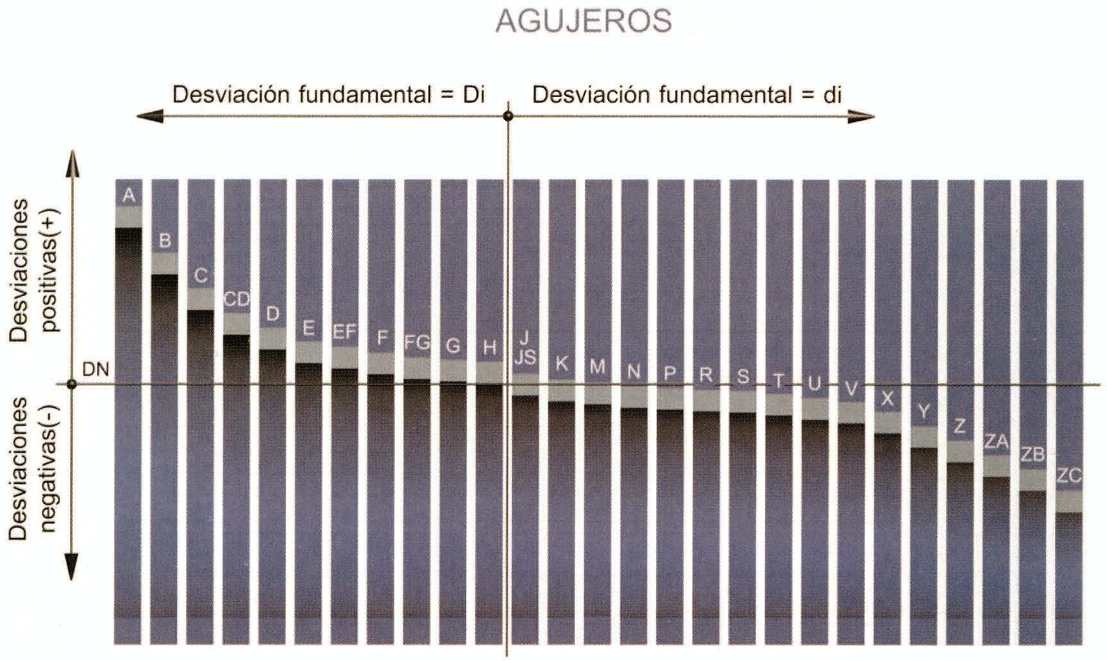


Figura 13.9. Posiciones de las zonas de tolerancia para agujeros.

En la tabla 13.3 se ofrecen las desviaciones fundamentales para ejes expresadas en micras. La desviación fundamental es igual a la superior *ds* para las posiciones *a* hasta *h*, y la inferior *di* para las posiciones *j* hasta *zc*. La otra desviación fundamental se puede calcular a través de las relaciones:

$$di = ds - t \qquad o \qquad ds = di + t$$

En la tabla 13.4 se muestran las desviaciones fundamentales para agujeros expresadas en micras. La desviación fundamental es la inferior *Di* para las posiciones *A* hasta *H*, y la superior *Ds* para las posiciones *J* hasta *ZC*. La otra desviación fundamental se puede calcular a través de las relaciones:

$$Ds = Di + T \qquad o \qquad Di = Ds - T$$

Dimensión nominal	Desviación superior (ds)											
	Todos los grados de tolerancia											
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	js
d < 3	−270	−140	−60	−34	−20	−14	−10	−6	−4	−2	0	Desviación = ±ITn/2 donde n es el valor de IT
3 < d ≤ 6	−270	−140	−70	−46	−30	−20	−14	−10	−6	−4	0	
6 < d ≤ 10	−280	−150	−80	−56	−40	−25	−18	−13	−8	−5	0	
10 < d ≤ 14	−290	−150	−95		−50	−32		−16		−6	0	
14 < d ≤ 18												
18 < d ≤ 24	−300	−160	−110		−65	−40		−20		−7	0	
24 < d ≤ 30												
30 < d ≤ 40	−310	−170	−120		−80	−50		−25		−9	0	
40 < d ≤ 50	−320	−180	−130									
50 < d ≤ 65	−340	−190	−140		−100	−60		−30		−10	0	
65 < d ≤ 80	−360	−200	−150									
80 < d ≤ 100	−380	−220	−170		−120	−72		−36		−12	0	
100 < d ≤ 120	−410	−240	−180									
120 < d ≤ 140	−460	−260	−200									
140 < d ≤ 160	−520	−280	−210		−145	−85		−43		−14	0	
160 < d ≤ 180	−580	−310	−230									
180 < d ≤ 200	−660	−340	−240									
200 < d ≤ 225	−740	−380	−260		−170	−100		−50		−15	0	
225 < d ≤ 250	−820	−420	−280									
250 < d ≤ 280	−920	−460	−300		−190	−110		−56		−17	0	
280 < d ≤ 315	−1050	−540	−330									
315 < d ≤ 355	−1200	−600	−360		−210	−125		−62		−18	0	
355 < d ≤ 400	−1350	−680	−400									
400 < d ≤ 450	−1500	−760	−440		−230	−135		−68		−20	0	
450 < d ≤ 500	−1650	−840	−480									
500 < d ≤ 560					−260	−145		−76		−22	0	
560 < d ≤ 630												
630 < d ≤ 710					−290	−160		−80		−24	0	
710 < d ≤ 800												
800 < d ≤ 900					−320	−170		−86		−26	0	
900 < d ≤ 1.000												
1.000 < d ≤ 1.120					−350	−195		−98		−28	0	
1.120 < d ≤ 1.250												
1.250 < d ≤ 1.400					−390	−220		−110		−30	0	
1.400 < d ≤ 1.600												
1.600 < d ≤ 1.800					−430	−240		−120		−32	0	
1.800 < d ≤ 2.000												
2.000 < d ≤ 2.240					−480	−260		−130		−34	0	
2.240 < d ≤ 2.500												
2.500 < d ≤ 2.800					−520	−290		−145		−38	0	
2.800 < d ≤ 3.150												

Dimensión nominal	Desviación inferior (di)																		
	IT5 e IT6	IT7	IT8	IT4 hasta IT6	<IT3 y >IT7	Todos los grados de tolerancia													
	j			k		m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
d < 3	−2	−4	−6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14		+18		+20		+26	+32	+40	+60
3 < d ≤ 6	−2	−4		−1	0	+4	+8	+12	+15	+19		+23		+28		+35	+42	+50	+80
6 < d ≤ 10	−2	−5		−1	0	+6	+10	+15	+19	+23		+28		+34		+42	+52	+67	+97
10 < d ≤ 14	−3	−6		−1	0	+7	+12	+18	+23	+28		+33		+40		+50	+64	+90	+130
14 < d ≤ 18													+39	+45		+60	+77	+108	+150
18 < d ≤ 24	−4	−8		−2	0	+8	+15	+22	+28	+35		+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
24 < d ≤ 30											+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
30 < d ≤ 40	−5	−10		−2	0	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
40 < d ≤ 50											+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
50 < d ≤ 65	−7	−12		−2	0	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
65 < d ≤ 80									+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
80 < d ≤ 100	−9	−15		−3	0	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
100 < d ≤ 120									+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
120 < d ≤ 140									+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
140 < d ≤ 160	−11	−18		−3	0	+15	+27	+43	+65	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
160 < d ≤ 180									+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1.000
180 < d ≤ 200									+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1.150
200 < d ≤ 225	−13	−21		−4	0	+17	+31	+50	+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1.250
225 < d ≤ 250									+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1.050	+1.350
250 < d ≤ 280	−16	−26		−4	0	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1.200	+1.550
280 < d ≤ 315									+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1.000	+1.300	+1.700
315 < d ≤ 355	−18	−28		−4	0	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1.150	+1.500	+1.900
355 < d ≤ 400									+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1.000	+1.300	+1.650	+2.100
400 < d ≤ 450	−20	−32		−5	0	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1.100	+1.450	+1.850	+2.400
450 < d ≤ 500									+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1.000	+1.250	+1.600	+2.100	+2.600
500 < d ≤ 560				0	0	+26	+44	+78	+150	+280	+400	+600							
560 < d ≤ 630									+155	+310	+450	+660							
630 < d ≤ 710				0	0	+30	+50	+88	+175	+340	+500	+740							
710 < d ≤ 800									+185	+380	+560	+840							
800 < d ≤ 900				0	0	+34	+56	+100	+210	+430	+620	+940							
900 < d ≤ 1.000									+220	+470	+680	+1.050							
1.000 < d ≤ 1.120				0	0	+40	+66	+120	+250	+520	+780	+1.150							
1.120 < d ≤ 1.250									+260	+580	+840	+1.300							
1.250 < d ≤ 1.400				0	0	+48	+78	+140	+300	+640	+960	+1.450							
1.400 < d ≤ 1.600									+330	+720	+1.050	+1.600							
1.600 < d ≤ 1.800				0	0	+58	+92	+170	+370	+820	+1.200	+1.850							
1.800 < d ≤ 2.000									+400	+920	+1.350	+2.000							
2.000 < d ≤ 2.240				0	0	+68	+110	+195	+440	+1.000	+1.500	+2.300							
2.240 < d ≤ 2.500									+460	+1.100	+1.650	+2.500							
2.500 < d ≤ 2.800				0	0	+76	+135	+240	+550	+1.250	+1.900	+2.900							
2.800 < d ≤ 3.150									+580	+1.400	+2.100	+3.200							

TABLA 13.3. *Desviaciones fundamentales para ejes.*

Desviación superior (ds) — Todos los grados de tolerancia

Dimensión nominal	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS
d ≤ 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	Desviación = ±ITn/2 donde n es el valor de IT
3 < d ≤ 6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
6<d ≤ 10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
10<d ≤ 14	+290	+150	+95		+50	+32		+16		+6	0	
14<d ≤ 18												
18<d ≤ 24	+300	+160	+110		+65	+40		+20		+7	0	
24<d ≤ 30												
30<d ≤ 40	+310	+170	+120		+80	+50		+25		+9	0	
40<d ≤ 50	+320	+180	+130									
50<d ≤ 65	+340	+190	+140		+100	+60		+30		+10	0	
65<d ≤ 80	+360	+200	+150									
80<d ≤ 100	+380	+220	+170		+120	+72		+36		+12	0	
100<d ≤ 120	+410	+240	+180									
120<d ≤ 140	+460	+260	+200									
140<d ≤ 160	+520	+280	+210		+145	+85		+43		+14	0	
160<d ≤ 180	+580	+310	+230									
180<d ≤ 200	+660	+340	+240									
200<d ≤ 225	+740	+380	+260		+170	+100		+50		+15	0	
225<d ≤ 250	+820	+420	+280									
250<d ≤ 280	+920	+460	+300		+190	+110		+56		+17	0	
280<d ≤ 315	+1.050	+540	+330									
315<d ≤ 355	+1.200	+600	+360		+210	+125		+62		+18	0	
355<d ≤ 400	+1.350	+680	+400									
400<d ≤ 450	+1.500	+760	+440		+230	+135		+68		+20	0	
450<d ≤ 500	+1.650	+840	+480									
500<d ≤ 560					+260	+145		+76		+22	0	
560<d ≤ 630												
630<d ≤ 710					+290	+160		+80		+24	0	
710<d ≤ 800												
800<d ≤ 900					+320	+170		+86		+26	0	
900<d ≤ 1.000												
1.000<d ≤ 1.120					+350	+195		+98		+28	0	
1.120<d ≤ 1.250												
1.250<d ≤ 1.400					+390	+220		+110		+30	0	
1.400<d ≤ 1.600												
1.600<d ≤ 1.800					+430	+240		+120		+32	0	
1.800<d ≤ 2.000												
2.000<d ≤ 2.240					+480	+260		+130		+34	0	
2.240<d ≤ 2.500												
2.500<d ≤ 2.800					+520	+290		+145		+38	0	
2.800<d ≤ 3.150												

Desviación inferior (di)

Dimensión nominal	J IT6	J IT7	J IT8	K IT8	K >IT8	M ≤ IT8	M >IT8	N ≤ IT8	N >IT8	P a ZC ≤ IT7
d ≤ 3	+2	+4	+6	0	0	-2+Δ	-2	-4+Δ	-4	Valores como en los grados de tolerancia superiores a IT7 incrementados en +Δ
3 < d ≤ 6	+5	+6	+10	-1+Δ		-4+Δ	-4	-8+Δ	0	
6<d ≤ 10	+5	+8	+12	-1+Δ		-6+Δ	-6	-10+Δ	0	
10<d ≤ 14	+6	+10	+15	-1+Δ		-7+Δ	-7	-12+Δ	0	
14<d ≤ 18										
18<d ≤ 24	+8	+12	+20	-2+Δ		-8+Δ	-8	-15+Δ	0	
24<d ≤ 30										
30<d ≤ 40	+10	+14	+24	-2+Δ		-9+Δ	-9	-17+Δ	0	
40<d ≤ 50										
50<d ≤ 65	+13	+18	+28	-2+Δ		-11+Δ	-11	-20+Δ	0	
65<d ≤ 80										
80<d ≤ 100	+16	+22	+34	-3+Δ		-13+Δ	-13	-23+Δ	0	
100<d ≤ 120										
120<d ≤ 140										
140<d ≤ 160	+18	+26	+41	-3+Δ		-15+Δ	-15	-27+Δ	0	
160<d ≤ 180										
180<d ≤ 200										
200<d ≤ 225	+22	+30	+47	-4+Δ		-17+Δ	-17	-31+Δ	0	
225<d ≤ 250										
250<d ≤ 280	+25	+36	+55	-4+Δ		-20+Δ	-20	-34+Δ	0	
280<d ≤ 315										
315<d ≤ 355	+29	+39	+60	-4+Δ		-21+Δ	-21	-37+Δ	0	
355<d ≤ 400										
400<d ≤ 450	+33	+43	+66	-5+Δ		-23+Δ	-23	-40+Δ	0	
450<d ≤ 500										
500<d ≤ 560				0		-26		-44		
560<d ≤ 630										
630<d ≤ 710				0		-30		-50		
710<d ≤ 800										
800<d ≤ 900				0		-34		-56		
900<d ≤ 1.000										
1.000<d ≤ 1.120				0		-40		-66		
1.120<d ≤ 1.250										
1.250<d ≤ 1.400				0		-48		-78		
1.400<d ≤ 1.600										
1.600<d ≤ 1.800				0		-58		-92		
1.800<d ≤ 2.000										
2.000<d ≤ 2.240				0		-68		-110		
2.240<d ≤ 2.500										
2.500<d ≤ 2.800				0		-76		-135		
2.800<d ≤ 3.150										

Desviación inferior (di) — Grados de tolerancia superiores a IT7

Dimensión nominal	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC
d ≤ 3	-6	-10	-14		-18		-20		-26	-32	-40	-60
3 < d ≤ 6	-12	-15	-19		-23		-28		-35	-42	-50	-80
6<d ≤ 10	-15	-19	-23		-28		-34		-42	-52	-67	-97
10<d ≤ 14	-18	-23	-28		-33		-40		-50	-64	-90	-130
14<d ≤ 18						-39	-45		-60	-77	-108	-150
18<d ≤ 24	-22	-28	-35		-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188
24<d ≤ 30				-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218
30<d ≤ 40	-26	-34	-43	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274
40<d ≤ 50				-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325
50<d ≤ 65	-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405
65<d ≤ 80		-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480
80<d ≤ 100	-37	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585
100<d ≤ 120		-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690
120<d ≤ 140		-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800
140<d ≤ 160	-43	-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900
160<d ≤ 180		-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1.000
180<d ≤ 200		-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1.150
200<d ≤ 225	-50	-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1.250
225<d ≤ 250		-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1.050	-1.350
250<d ≤ 280	-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1.200	-1.550
280<d ≤ 315		-98	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1.000	-1.300	-1.700
315<d ≤ 355	-62	-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	-1.150	-1.500	-1.900
355<d ≤ 400		-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1.000	-1.300	-1.650	-2.100
400<d ≤ 450	-68	-126	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1.100	-1.450	-1.850	-2.400
450<d ≤ 500		-132	-252	-360	-540	-660	-820	-1.000	-1.250	-1.600	-2.100	-2.600
500<d ≤ 560	-78	-150	-280	-400	-600							
560<d ≤ 630		-155	-310	-450	-660							
630<d ≤ 710	-88	-175	-340	-500	-740							
710<d ≤ 800		-185	-380	-560	-840							
800<d ≤ 900	-100	-210	-430	-620	-940							
900<d ≤ 1.000		-220	-470	-680	-1.050							
1.000<d ≤ 1.120	-120	-250	-520	-780	-1.150							
1.120<d ≤ 1.250		-260	-580	-840	-1.300							
1.250<d ≤ 1.400	-140	-300	-640	-960	-1.450							
1.400<d ≤ 1.600		-330	-720	-1.050	-1.600							
1.600<d ≤ 1.800	-170	-370	-820	-1.200	-1.850							
1.800<d ≤ 2.000		-400	-920	-1.350	-2.000							
2.000<d ≤ 2.240	-195	-440	-1.000	-1.500	-2.300							
2.240<d ≤ 2.500		-460	-1.100	-1.650	-2.500							
2.500<d ≤ 2.800	-240	-550	-1.250	-1.900	-2.900							
2.800<d ≤ 3.150		-580	-1.400	-2.100	-3.200							

Valores de Δ — Grados de tolerancia

Dimensión nominal	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8
d ≤ 3	0	0	0	0	0	0
3 < d ≤ 6	1	1,5	1	3	4	6
6<d ≤ 10	1	1,5	2	3	6	7
10<d ≤ 14	1	2	3	3	7	9
14<d ≤ 18						
18<d ≤ 24	1,5	2	3	4	8	12
24<d ≤ 30						
30<d ≤ 40	1,5	3	4	5	9	14
40<d ≤ 50						
50<d ≤ 65	2	3	5	6	11	16
65<d ≤ 80						
80<d ≤ 100	2	4	5	7	13	19
100<d ≤ 120						
120<d ≤ 140						
140<d ≤ 160	3	4	6	7	15	23
160<d ≤ 180						
180<d ≤ 200						
200<d ≤ 225	3	4	6	9	17	26
225<d ≤ 250						
250<d ≤ 280	4	4	7	9	20	29
280<d ≤ 315						
315<d ≤ 355	4	5	7	11	21	32
355<d ≤ 400						
400<d ≤ 450	5	5	7	13	23	34
450<d ≤ 500						
500<d ≤ 560						
560<d ≤ 630						
630<d ≤ 710						
710<d ≤ 800						
800<d ≤ 900						
900<d ≤ 1.000						
1.000<d ≤ 1.120						
1.120<d ≤ 1.250						
1.250<d ≤ 1.400						
1.400<d ≤ 1.600						
1.600<d ≤ 1.800						
1.800<d ≤ 2.000						
2.000<d ≤ 2.240						
2.240<d ≤ 2.500						
2.500<d ≤ 2.800						
2.800<d ≤ 3.150						

TABLA 13.4. *Desviaciones fundamentales para agujeros.*

Dado que para cada grupo de diámetros nominales se pueden elegir un número elevado de zonas de tolerancia y de grados de calidad, se recomienda utilizar solamente algunas zonas de tolerancia (ISO 1829), llamadas *zonas de tolerancia preferentes* (tabla 13.5).

Esta elección permite optimizar los procesos de fabricación y los calibres de verificación reduciendo así las combinaciones de montaje de ejes y agujeros.

13.2. Ajustes

Se denomina *ajuste* a la diferencia entre las medidas antes del montaje de dos piezas que han de acoplar. Según la zona de tolerancia de la medida interior y exterior, el ajuste puede ser: *ajuste móvil* o *con juego, ajuste indeterminado* y *ajuste fijo* o *con apriete.*

13.2.1. Tipos de ajuste

Se denomina *juego (J)* a la diferencia de la medida del agujero menos la del eje, antes del montaje, cuando ésta es positiva, es decir, cuando la medida real del eje es menor que la del agujero. *Ajuste con juego* o *ajuste móvil* es un tipo de ajuste en el que la diferencia de las medidas efectivas de agujero menos la del eje resulta positiva (figura 13.10). *Juego máximo (JM)* es la diferencia que hay de la medida máxima del agujero menos la mínima del eje. *Juego mínimo (Jm)* es la diferencia de la medida mínima del agujero menos la máxima del eje. Se llama *tolerancia del juego (TJ)* a la diferencia del juego máximo menos el mínimo, que coincide con la suma de las tolerancias del agujero y del eje:

$$J = De - de > 0$$

$$JM = DM - dm$$

$$Jm = Dm - dM$$

$$TJ = JM - Jm = T + t$$

Se denomina *aprieto (A)* a la diferencia de las medidas efectivas de eje menos las del agujero, antes del montaje, cuando ésta es positiva, es decir, cuando la medida real del eje es mayor que la del agujero. *Ajuste con aprieto* o *ajuste fijo* es un tipo de ajuste en el que la diferencia de las medidas efectivas de eje menos las del agujero es negativa (figura 13.11). *Aprieto máximo (AM)* es el valor de la diferencia de la medida máxima del eje menos de la mínima del agujero. *Aprieto mínimo (Am)* es el valor de la diferencia de la medida mínima del eje menos la máxima del agujero. Se llama *tolerancia del aprieto (TA)* a la diferencia del aprieto máximo menos el mínimo, que coincide con la suma de las tolerancias del agujero y del eje:

						g5	h5	js5	j5	k5	m5	n5	p5	r5	s5	t5	
					f6	***g6***	***h6***	***js6***	***j6***	***k6***	m6	***n6***	***p6***	***r6***	***s6***	t6	
				e7	***f7***		***h7***	js7	j7	k7	m7	n7	p7	r7	s7	t7	u7
			d8	***e8***	f8		h8										
			d9	e9			***h9***										
			d10														
a11	***b11***	***c11***					***h11***										

						G6	H6	Js6	J6	K6	M6	N6	P6	R6	S6	T6
					F7	***G7***	***H7***	***Js7***	***J7***	***K7***	M7	***N7***	***P7***	***R7***	***S7***	T7
				E8	***F8***		***H8***	Js8	J8	K8	M8	N8	P8	R8		
			D9	***E9***	F9		***H9***									
			D10	E10			H10									
A11	***B11***	***C11***	D11				***H11***									

Tabla 13.5. *Zonas de tolerancia preferentes (ISO 1829) hasta diámetros de 500 mm.*

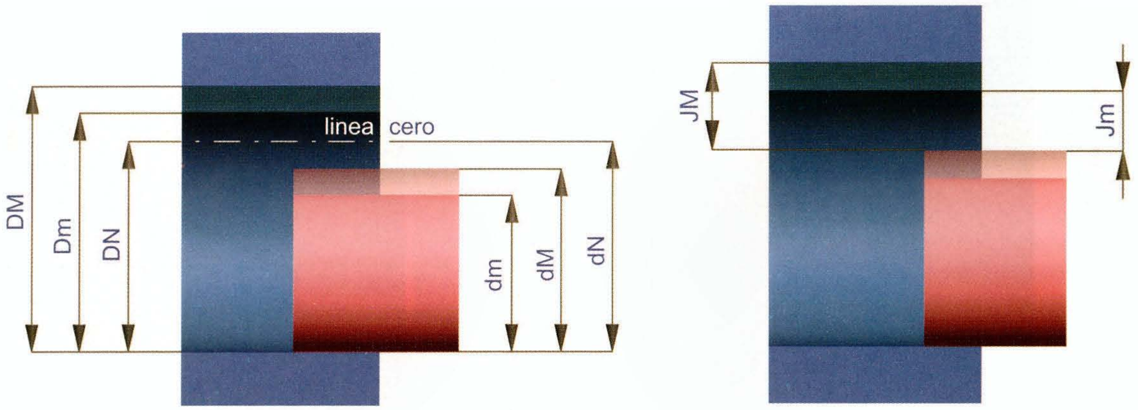


FIGURA 13.10. AJUSTE CON JUEGO.

$$A = de - De > 0$$
$$AM = dM - Dm$$
$$Am = dm - DM$$
$$TA = AM - Am = T + t$$

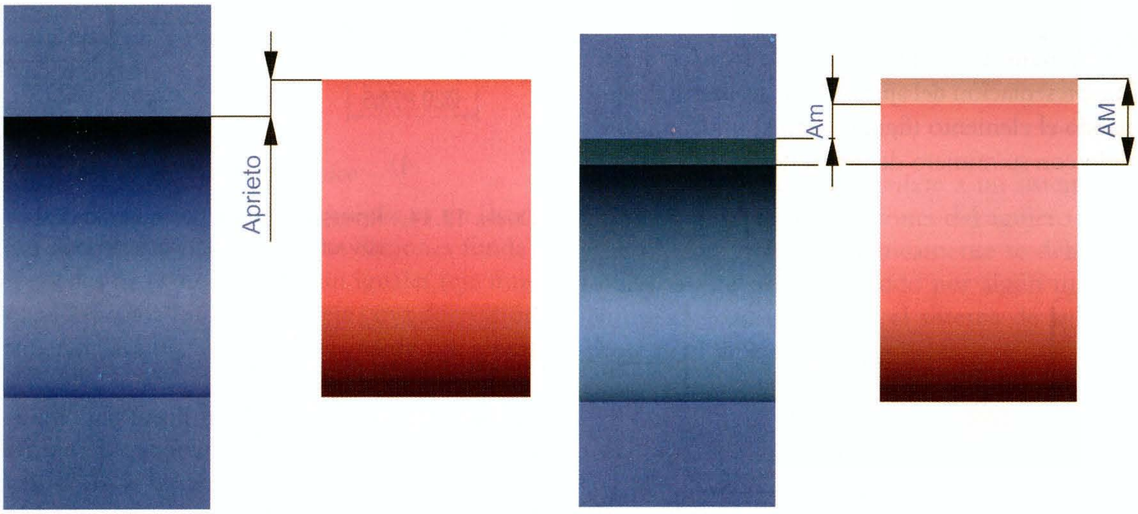


FIGURA 13.11. AJUSTE CON APRIETO.

Se denomina *ajuste indeterminado (I)* a un tipo de ajuste en el que la diferencia de las medidas efectivas del agujero menos las del eje puede ser positiva o negativa, dependiendo de cada montaje concreto (figura 13.12). Se llama *tolerancia del ajuste indeterminado (TI)* a la suma del juego máximo y del aprieto máximo, que coincide con la suma de las tolerancias del agujero y del eje:

$$I = De - de < 0 \text{ o } > 0$$
$$JM = DM - dm$$
$$AM = dM - Dm$$
$$TI = JM + AM = T + t$$

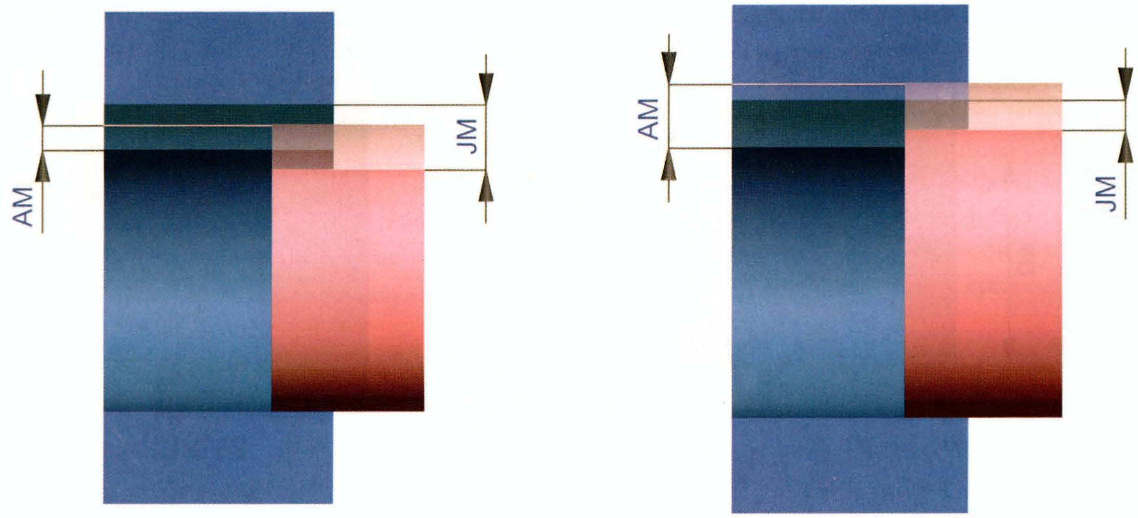


FIGURA 13.12. AJUSTE INDETERMINADO.

13.2.2. REPRESENTACIÓN DE LOS AJUSTES

Los ajustes se designan simbólicamente indicando las tolerancias del agujero y del eje por medio de cifras (figura 13.13) o utilizando la notación ISO (figura 13.14).

Cuando se indican las cifras de las tolerancias, la representación del ajuste puede realizarse designando el elemento (figura 13.13A) o identificándolo con su número de marca (figura 13.13B).

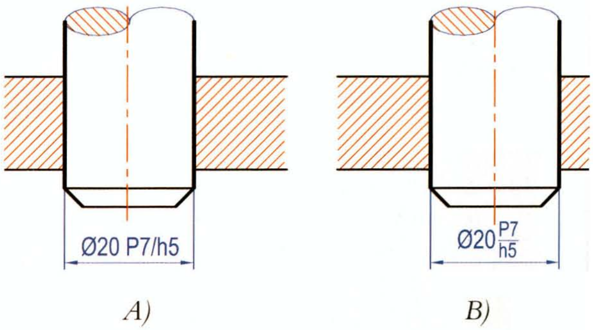


FIGURA 13.14. REPRESENTACIÓN DE LAS TOLERANCIAS DE LOS AJUSTES MEDIANTE NOTACIÓN ISO.

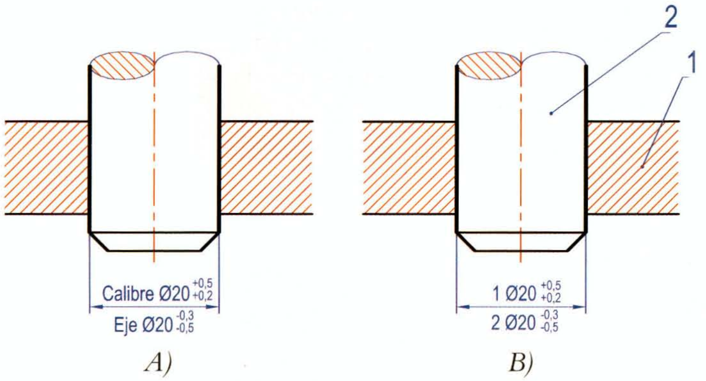


FIGURA 13.13. REPRESENTACIÓN DE LAS TOLERANCIAS DE LOS AJUSTES POR MEDIO DE CIFRAS.

Cuando se utilizan los símbolos ISO, el símbolo de la tolerancia del agujero debe consignarse antes que el del eje (figura 13.14A) o sobre éste (figura 13.14B).

Sistemas ISO de ajuste

Los sistemas de ajuste se utilizan para reducir y simplificar la enorme variedad de ajustes posibles. Se denomina *sistema de ajuste* a una serie sistemática de ajustes que es el resultado de la combinación de determinadas zonas de tolerancia para ejes y agujeros. ISO utiliza solamente dos sistemas de ajuste, denominados *sistema de agujero base* y *sistema de eje base.*

- ***Sistema de agujero base o agujero único***

El sistema de *agujero base* o *agujero único* es un sistema de ajuste en el que las desviaciones fundamentales de todos los agujeros son iguales (agujero único). El sistema ISO elige un agujero cuya desviación inferior es nula, es de-

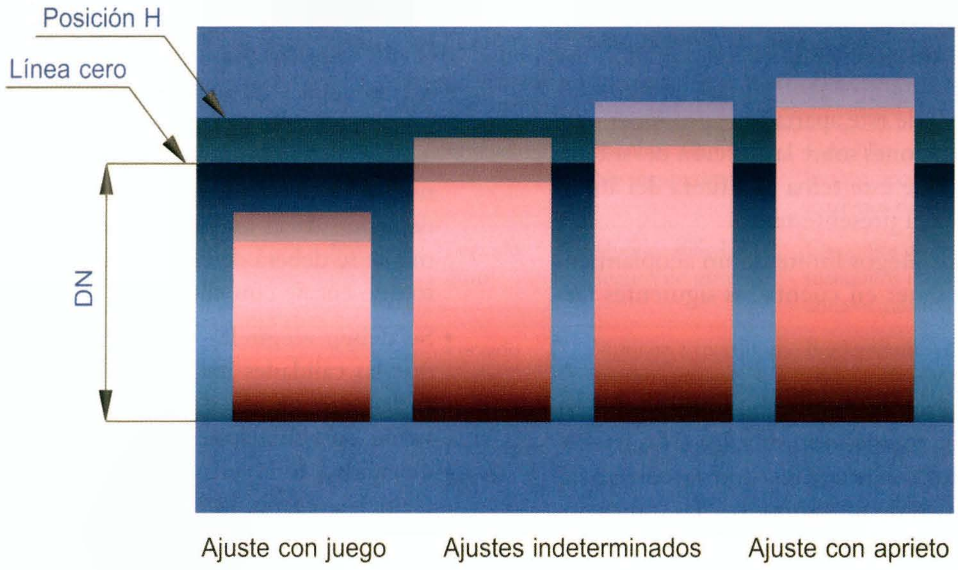


FIGURA 13.15. SISTEMA DE AGUJERO ÚNICO.

cir: la zona de tolerancia está en posición *H* (figura 13.15). De esta forma, los diferentes ajustes (juegos o aprietos) se obtienen a partir de un agujero con la zona de tolerancia en posición *H* y un eje con posición variable en función del tipo de ajuste. La calidad del agujero también puede ser variable.

- ***Sistema de eje base o eje único***

El sistema de *eje base* o *eje único* es un sistema de ajuste en el que las desviaciones fundamentales de todos los ejes son iguales (eje único). El sistema ISO elige un eje cuya desviación superior es nula, es decir: la zona de tolerancia está en posición *h* (figura 13.16). De esta forma, los diferentes ajustes (juegos o aprietos) se obtienen a partir de un eje con la zona de tolerancia en posición *h* y un agujero con posición variable en función del tipo de ajuste. La calidad del eje también puede ser variable.

- ***Sistema mixto***

Se denomina *sistema mixto* a un sistema de ajuste en el que las posiciones del agujero y del eje no son ni *H* ni *h*. Únicamente se debe recurrir a este sistema cuando por algún motivo no se puedan utilizar ni el sistema de agujero base ni el de eje base.

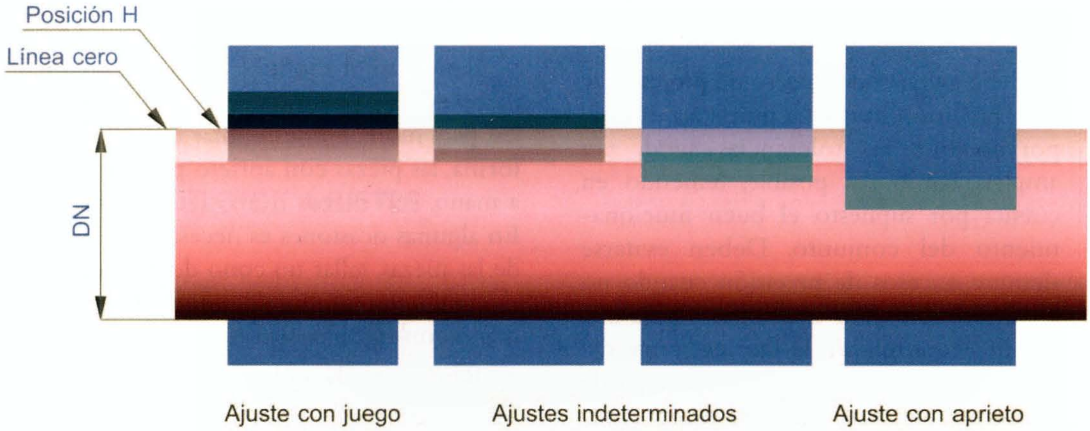


FIGURA 13.16. SISTEMA DE EJE ÚNICO.

13.2.3. Elección de los ajustes. Aplicaciones

El objetivo de este apartado es proponer unas breves orientaciones sobre la elección del sistema de ajuste, ya que este tema está fuera del ámbito que abarca el presente texto.

Al fijar los juegos límite de un acoplamiento se deben tener en cuenta los siguientes factores:

- Estado superficial: una tolerancia muy pequeña pierde todo su valor si las irregularidades son mayores que la tolerancia. Los signos de mecanizado y las indicaciones de tolerancias y ajustes tienen que ser compatibles.
- Naturaleza del material del que se hacen las piezas.
- Velocidad de funcionamiento.
- Naturaleza, intensidad, dirección, sentido, variación y prioridad de los esfuerzos.
- Engrase.
- Temperatura de funcionamiento: este factor es muy importante, dado que la temperatura provoca dilataciones y modifica el acoplamiento.
- Desgaste.
- Geometría del conjunto, con el fin de que las tolerancias de forma y posición sean compatibles con las indicaciones de tolerancia del juego.

Una vez considerados los factores anteriores, para determinar los juegos límite se tendrá en cuenta lo siguiente:

- Se debe evitar todo exceso de precisión y toda precisión inútil. La precisión es cara, por lo que las tolerancias serán tan amplias como sea posible, teniendo en cuenta por supuesto el buen funcionamiento del conjunto. Deben evitarse siempre excesos de precisión cuando no sean necesarios. Por esta razón, y para una mayor economía de la fabricación y del control, se han seleccionado las zonas de tolerancia preferentes dentro de los sistemas ISO de eje y agujero únicos. Por último, es conveniente elegir una zona de tolerancia preferente.
- Siempre que sea posible se debe adoptar una mayor tolerancia para el agujero que para el eje. En ocasiones, los elementos normalizados (p. ej., rodamientos) tienen predeterminada su tolerancia, por lo que solamente se deberá determinar la del elemento que encaje con ellos (eje o agujero).
- Se deben elegir las tolerancias de forma que las calidades del eje y del agujero no varíen en más de dos índices. Si existen varias combinaciones posibles de índices de calidad, todas ellas próximas entre sí, se elegirá la combinación que dé más tolerancia al ajuste.
- Siempre se ha de tener en cuenta la experiencia de ajustes análogos que resulten satisfactorios.

El sistema de agujero base es el que se utiliza preferentemente debido a que, por lo general, es más fácil modificar las tolerancias de un eje que de un agujero. Sin embargo, en algunos casos resulta más ventajoso el eje único (cuando la pieza macho está normalizada, cuando la pieza macho es un árbol que tiene que ajustar con agujeros de diámetros diversos o cuando se utilizan ejes de acero estirado).

Como norma general, a un agujero de una calidad determinada se le asocia un eje de calidad inmediatamente inferior o igual en la escala (p. ej., *H7/n6*, *N7/h6*, *H7/h7*, etc.). En estos tipos de ajuste pueden permutarse entre sí las letras que designan la posición sin que se vea alterado el tipo de ajuste. De esta forma, *H7/n6* equivale a *N7/h6*, *H6/g5* equivale a *G5/h6*, etcétera.

Respecto al montaje de las piezas, cuanto mayores sean los ajustes, se necesitarán más ayudas para montar y desmontar las piezas. De esta forma, las piezas con aprieto pueden montarse a mano, con mazos o martillos o con prensas. En algunas ocasiones es necesario calentar una de las piezas, tallar un cono de entrada, etcétera. Asimismo, el desmontaje puede hacerse a mano con algún tipo de ayuda.

Respecto a las aplicaciones en que pueden utilizarse ajustes, en la tabla 13.6 se exponen las más características.

Tipo	Agujero base		Eje base		Clase	Características	Aplicaciones
	Agujero	Eje	Eje	Agujero			
Fino	H7	s6/r6	h6	S7/R7	Prensado	Montaje a presión. No seguro de giro	Casquillos y coronas de bronce, acoplamientos en extremos de ejes
		n6		N7	Forzado duro	Montaje difícil. Seguro de giro	Casquillos de bronce, manguitos en cubos, collares calados sobre ejes
		k6		K7	Forzado medio	Montaje a martillo. Seguro giro y deslizamiento	Rodamientos, discos de levas, poleas y volantes, manivelas
		j6		J7	Forzado ligero	Montaje a mano. Ambos seguros	Piezas de máquinas herramienta y otras desmontables con frecuencia
		h6		H7	Deslizante		Engranajes, piezas importantes de máquina herramienta
		g6		G7	Giratorio	Juego pequeño	Émbolos, bridas, anillos de rodamientos
		f7		F8	Holgado	Juego mediano	Cojinetes de bielas, ruedas dentadas, cajas de cambio
Medio	H8	h9	h9	H9	Deslizante		Poleas fijas, manivelas y acoplamientos deslizantes sobre el eje
		e8		E9	Giratorio	Juego mediano	Piezas de motores, bombas, ventiladores
		d9		D10	Holgado	Juego amplio	Soportes de ejes, poleas locas
Basto	H11	h11	h11	H11	Deslizante		Piezas de maquinaria agrícola
		d9		D10	Giratorio	Juego mediano	Ejes de movimiento longitudinal, aros, palancas y manivelas desmontables
		e11		E11	Holgado	Juego amplio	Cojinetes de máquinas domésticas, pasadores, ejes
		a11		A11	Muy holgado		Piezas de locomotoras. Cojinetes, ejes de freno

TABLA 13.6. *Aplicaciones de los ajustes. (Leiceaga Baltar,* Normas de Dibujo Técnico. *Donostiarra, 1986.)*

13.3. CÁLCULO DE AJUSTES

13.3.1. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL AJUSTE DADAS LAS TOLERANCIAS

Seguidamente se indican una serie de ajustes, a modo de ejemplo, donde se calculan las tolerancias, las dimensiones superior e inferior, las desviaciones fundamentales y los juegos o aprietos límite de las siguientes expresiones ISO:

Ajuste: 180 E7/m7		
Agujero (mm):		**Eje (mm):**
T= 0,040		t = 0,040
Di = +0,085		di = +0,015
Ds = 0,040 + 0,085 = +0,125		ds = 0,040 + 0,015 = 0,055
DM = 180,125		dM = 180,055
Dm = 180,085		dm = 180,015
Tipo de ajuste: juego	TJ: 0,040 + 0,040 = 0,080	
	JM: 0,125 – 0,015 = 0,110	
	Jm: 0,085 – 0,055 = 0,030	

Ajuste: 70 U9/f7		
Agujero (mm):		**Eje (mm):**
T = 0,074		t = 0,030
Di = –0,102 – 0,074 = –0,176		di = –0,030 – 0,030 = –0,060
Ds = –0,102		ds = –0,030
DM = 69,898		dM = 70 – 0,03 = 69,970
Dm = 69,824		dm = 70 – 0,06 = 69,940
Tipo de ajuste: aprieto	TA: 0,030 + 0,074 = 0,104	
	AM: 69,97 – 69,824 = 0,146	
	Am: 69,94 – 69,898 = 0,042	

Ajuste: 40 M7/h6		
Agujero (mm):		**Eje (mm):**
T = 0,025		t = 0,016
Di= 0 –0,025 = –0,025		di = 0 – 0,016
Ds = 0		ds = 0
DM = 40,000		dM = 40 + 0 = 40
Dm = 40 –0,025 = 39,975		dm = 40 – 0,016 = 39,984
Tipo de ajuste: indeterminado	TI: 0,016 + 0,025 = 0,041	
	JM: 40 – 39,984 = 0,016	
	AM: 40 – 39,975 = 0,025	

Ajuste: 70 H6/j5	
Agujero (mm):	**Eje (mm):**
T= 0,019	t = 0,013
Di = 0	di = –0,007
Ds = 0 + 0,019 = 0,019	ds = –0,007+0,013 = 0,006
DM = 70,019	dM = 70,006
Dm = 70,000	dm = 69,993
Tipo de ajuste: indeterminado TI: 0,019 + 0,013 = 0,032	
JM: 70,019 – 69,993 = 0,026	
AM: 70,006 – 70 = 0,006	

Ajuste: 80 H8/h8	
Agujero (mm):	**Eje (mm):**
T = 0,046	t= 0,046
Di = 0	di = –0,046
Ds = 0,046	ds = 0
DM = 80,046	dM = 80,000
Dm = 80,000	dm = 79,954
Tipo de ajuste: juego TJ: 0,092	
JM: 0,092	
Jm: 0	

Ajuste: 120 J8/t8	
Agujero (mm):	**Eje (mm):**
T = 0,054	t = 0,054
Di = 0,034 – 0,054 = –0,02	di = 0,104
Ds = 0,034	ds = 0,158
DM = 120,034	dM = 120,158
Dm = 119,980	dm = 120,104
Tipo de ajuste: aprieto TA: 0,108	
AM: 120,158 – 119,980 = 0,178	
Am: 120,104 – 120,034 = 0,070	

Ajuste: 60 N7/h6		
Agujero (mm):		**Eje (mm):**
T = 0,030		t = 0,019
Di = –0,039		di = –0,019
Ds = –0,009		ds = 0
DM = 59,991		dM = 60,000
Dm = 59,961		dm = 59,981
Tipo de ajuste: indeterminado	TI: 0,049	
	JM: 0,010	
	AM: 0,039	

Ajuste: 95 Js7/js7		
Agujero (mm):		**Eje (mm):**
T = 0,035		t = 0,035
Di = –0,035/2 = –0,017		di = –0,017
Ds = 0,035/2 = 0,018		ds = 0,018
DM = 95,018		dM = 95,018
Dm = 94,983		dm = 94,983
Tipo de ajuste: indeterminado	TI: 0,070	
	JM: 0,035	
	AM: 0,035	

13.3.2. Determinación de ajustes normalizados

Para determinar un ajuste normalizado, en primer lugar se partirá de los ajustes límite (*JM* y *Jm*, *AM* y *Am*, etc.) que se quieren utilizar, bien por cálculo, bien por experiencia. En los ejemplos utilizados en este texto, normalmente serán siempre datos del problema. Seguidamente se deducirán las medidas normalizadas del agujero y del eje. Para ello se procederá del modo siguiente:

1. Determinar el valor de la tolerancia del ajuste. Por ejemplo, para un juego, la tolerancia del juego *TJ* será:

$$TJ = JM - Jm = (DM - Dm) + (dM - dm)$$

2. Repartir la tolerancia *TJ* entre dos tolerancias normalizadas, procurando que la diferencia de calidades entre eje y agujero sea uno o dos puntos, y que la mayor corresponda al agujero (la tolerancia más elevada debe ser la del agujero). Elegir las tolerancias de eje y agujero, de forma que su suma sea lo más próxima posible a la del ajuste y menor que ésta. Por ejemplo, para un juego:

$$JM - Jm \leq T + t$$

3. Elegir el sistema de ajuste normalizado (agujero o eje único o mixto).
4. Establecer las condiciones para determinar el ajuste normalizado.

Ajuste con juego

EJEMPLO 1

En un ajuste móvil con elementos interior y exterior de diámetros nominales 150 mm se sabe que el juego debe estar comprendido entre 150 μm y 40 μm. Calcular las medidas normalizadas del ajuste ISO correspondiente, en los sistemas de agujero base y de eje base.

Solución

Los datos del problema son

$$D = 150 \text{ mm}$$
$$JM = 150 \ \mu\text{m}$$
$$Jm = 40 \ \mu\text{m}$$

La tolerancia del juego será

$$TJ = 150 - 40 = 110$$

Las calidades posibles para el agujero y el eje compatibles con el ajuste (D = 150) serán:

Agujero: IT8 = 63
Eje: IT7 = 40

Para Agujero base

El ajuste elegido será 150 H8/?7 (figura 13.17).

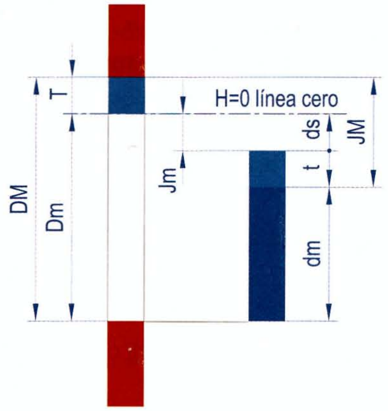


Figura 13.17. Esquema del ajuste para agujero base.

$$JM = 150 \geq Ds - di = T - (ds - t) = 74 - ds + 30$$

de donde $ds \geq -46$

$$Jm = 40 \leq Di - ds = 0 - ds$$

de donde $ds \leq -40$

Para la posición *f* del eje se tiene *ds* = –43, por lo que el ajuste será 150 *H8/f7*, de donde:

	ISO	T/t (μm)	Di/di (μm)
Agujero	150 H8	63	0
Eje	150 f7	40	–43 –40 = –83

	Ds/ds (μm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	63	150	150,063
Eje	–43	149,917	149,957

	TJ (μm)	Jm (μm)	JM (μm)
	40 + 63 = 103	43 > 40	146 < 150

Para Eje base

El ajuste elegido será 150 ?8/h7 (figura 13.18).

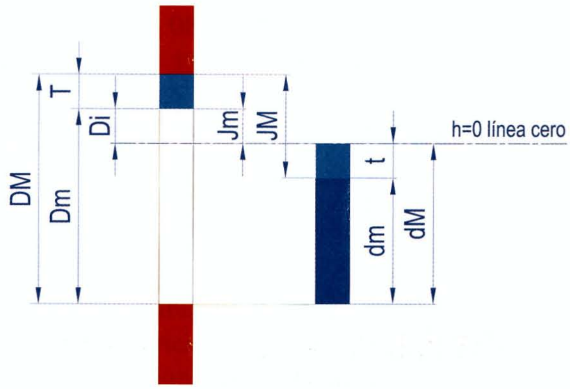


Figura 13.18. Esquema del ajuste para eje base.

$$JM = 150 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + 74 - 0 + 30$$

de donde $Di \leq 46$

$$Jm = 40 \leq Di - ds = Di - 0$$

de donde $Di \geq 40$

Para la posición *F* del agujero se tiene que *Di* = 43, por lo que el ajuste será 150 *F8/h7*, de donde:

ISO		T/t (μm)	Di/di (μm)
Agujero	150 F8	63	43
Eje	150 h7	40	–40
	Ds/ds (μm)	**Dm/dm (mm)**	**DM/dM (mm)**
Agujero	43 + 63 = 106	150,043	150,106
Eje	0	149,96	150
	TJ (μm)	**Jm (μm)**	**JM (μm)**
	40 + 63 = 103	43 > 40	146 < 150

EJEMPLO 2

Dado el ajuste móvil de características: *DN* = 70 mm, *JM* = 130 μm y *Jm* = 50 μm, determinar la expresión de los posibles ajustes ISO utilizando el sistema de eje único, justificando asimismo cuál es la mejor elección.

SOLUCIÓN

$$TJ = JM - Jm = 80\ \mu m$$
$$TJ \geq T + t$$

Según la tabla 13.2 tenemos:

$$80 \geq 46 + 30\ (IT8 + IT7)$$
$$80 \geq 46 + 19\ (IT8 + IT6)$$
$$80 \geq 30 + 30\ (IT7 + IT7)$$

Condiciones:

$$Jm = 50 \leq Di - ds = Di - 0$$
$$JM = 130 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + T - 0 + t$$

de donde:

$$50 \leq Di \leq 130 - T - t$$

PRIMER CASO

Para 80 ≥ 46 + 30 = *IT*8 + *IT*7 se tendrá un ajuste 70 ?8/*h*7, de donde:

$$50 \leq Di \leq 130 - T - t$$
$$50 \leq Di \leq 130 - 46 - 30$$

de donde:

$$50 \leq Di \leq 54$$

Según la tabla 13.4, no hay ninguna letra indicadora de la posición de la zona de tolerancia que cumpla. La más próxima es la posición E = + 60. El ajuste entonces sería 70 *E*8/*h*7, aunque sobrepasaría ligeramente el juego máximo.

DM = 70,104 mm   dM = 70,000 mm
JM = 0,120 mm

Dm = 70,060 mm   dm = 69,970 mm
Jm = 0,134 mm

SEGUNDO CASO

Para 80 ≥ 46 + 19 = IT8 + IT6 se tendrá un ajuste 70 ?8/h6:

$$50 \leq Di \leq 130 - T - t$$
$$50 \leq Di \leq 130 - 46 - 19$$

de donde:

$$50 \leq Di \leq 65$$

Según la tabla 13.4, se tendrá la posición *E* con *Di* = + 0,060, por lo que:

DM = 70,106 mm   dM = 70,000 mm
JM = 0,125 mm

Dm = 70,060 mm   dm = 69,981 mm
Jm = 0,060 mm

y el ajuste entonces será 70 *E*8/*h*6.

TERCER CASO

Para 80 ≥ 30 + 30 = *IT*7 + *IT*7 se tendrá un ajuste 70 ?7/*h*7:

$$50 \leq Di \leq 130 - T - t$$
$$50 \leq Di \leq 130 - 30 - 30$$

de donde:

$$50 \leq Di \leq 70$$

Según la tabla 13.4 se tendrá la posición *E* con *Di* = +0,060:

$$DM = 70{,}090 \text{ mm} \quad dM = 70{,}000 \text{ mm}$$
$$JM = 0{,}120 \text{ mm}$$

$$Dm = 70{,}060 \text{ mm} \quad dm = 69{,}970 \text{ mm}$$
$$Jm = 0{,}060 \text{ mm}$$

y el ajuste sería 70 *E*8/*h*6.

RESULTADO

Si se deben respetar estrictamente los límites se podrán elegir entre los ajustes 70 *E*8/*h*6 o 70 *E*7/*h*7. Las posiciones *h*6 y *h*7 son posiciones de tolerancias preferentes. La posición *E*8 es preferente y la *E*7 no, por lo que el ajuste más adecuado que se puede seleccionar es el 70 *E*8/*h*6.

Si se permite que se pasen ligeramente los límites establecidos de juego máximo y mínimo, el ajuste 70 *E*8/*h*7 se debería considerar también. Para este ajuste, tanto *E*8 como *h*7 son zonas preferentes, por lo que entre 70 *E*8/*h*7 y 70 *E*8/*h*6 se elige 70 *E*8/*h*7 por tener índices de calidad mayores.

Ajuste con aprieto

Dado un ajuste fijo o con aprieto de *DN* = 70 mm, con *AM* = 130 μm y *Am* = 50 μm, determinar las posibles expresiones ISO del ajuste en el sistema de eje único. Representar también los croquis de cada ajuste.

SOLUCIÓN

$$TA = AM - Am = 130 - 50 = 80 \ \mu m$$
$$TA \geq T + t$$

Para eje único (figura 13.19), según la tabla 13.2:

$$80 \geq 46+30 = IT8 + IT7$$
$$80 \geq 46+19 = IT8 + IT6$$
$$80 \geq 30+30 = IT7 + IT7$$

Condiciones:

$$Am = 50 \leq di - Ds = (ds - t) - Ds = 0 - t - Ds$$
$$AM = 130 \geq ds - Di = ds - (Ds - T) = 0 - Ds + T$$

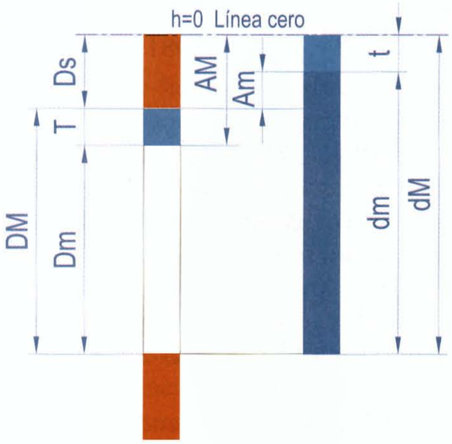


FIGURA 13.19. ESQUEMA DEL AJUSTE PARA EJE BASE.

de donde:

$$T - 130 \leq Ds \leq -50 - t$$

PRIMER CASO

Para *IT*8 + *IT*7 se tendrá un ajuste 70 ?8/*H*7, donde *T* = 46 y *t* = 30, con lo cual:

$$46 - 130 \leq Ds \leq -50 - 30$$

es decir:

$$-84 \leq Ds \leq -80$$

Según la tabla 13.4, no hay ninguna posición de tolerancia que cumpla. La más cercana es *T* = –75, aunque sobrepasa ligeramente el límite superior.

SEGUNDO CASO

Para *IT*8 + *IT*6 se tendrá un ajuste 70 ?8/*h*6:

$$46 - 130 \leq Ds \leq -50 - 19$$

es decir:

$$-84 \leq Ds \leq -69$$

Según la tabla 13.4 se tendrá la posición *T*, con *Ds* = –75, de donde:

DM = 69,925 dM = 70,000 AM = 0,121
Dm = 69,879 dm = 69,981 Am = 0,056

TERCER CASO

Para *IT*7 + *IT*7 se tendrá el ajuste 70 *?7/h7*:

$$30 - 130 \leq Ds \leq -50 - 30$$

es decir:

$$-100 \leq Ds \leq -80$$

Según la tabla 13.4, se tendrá la posición *U* con *Ds* = –91, por lo que:

DM = 69,909 dM = 70,000 AM = 0,121
Dm = 69,879 dm = 69,970 Am = 0,061

RESULTADO

Si se exige que el ajuste esté comprendido entre los máximos y mínimos establecidos en el enunciado, se podrán usar los ajustes: 70 *T*8/*h*6 o 70 *U*7/*h*7.

Ni *U*7 ni *T*8 son zonas de tolerancia preferentes; *h*6 y *h*7 son las dos zonas de tolerancia preferente, por lo que teniendo en cuenta este criterio no hay preferencia entre un ajuste u otro. En principio, sería deseable el ajuste 70 *T*8/*h*6, que tiene un margen de apriete máximo y mínimo más amplio que 70 *U*7/*h*7.

Ajuste indeterminado

Para una medida nominal 100 mm se pretende conseguir un ajuste indeterminado normalizado tal que el juego sea como máximo 100 µm y el aprieto sea como máximo 100 µm. Calcular, dibujar el croquis y determinar las desviaciones, las medidas límites y las tolerancias en el sistema de agujero base y en el de eje base.

SOLUCIÓN

Los datos del problema son:

D = 100 mm
JM = 100 µm
AM = 100 µm

La tolerancia del ajuste indeterminado será:

$$TI = 100 + 100 = 200$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste (*D* = 100) serán:

Agujero: IT9 = 87
Eje: IT9 = 87

AGUJERO BASE

El ajuste elegido será 100 H9/?9 (figura 13.20).

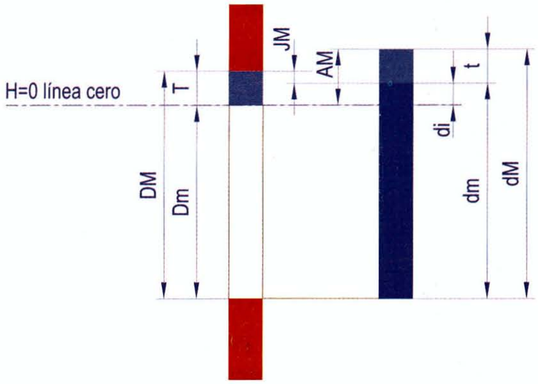


FIGURA 13.20. ESQUEMA DEL AJUSTE INDETERMINADO PARA AGUJERO BASE.

$$JM = 100 \geq Ds - di = T - di = 87 - di$$

de donde $di \geq -13$

$$AM = 100 \geq ds - Di = di + t - Di = di + 87 - 0$$

de donde $di \leq 13$

Se deberá cumplir que $-13 \leq di \leq 13$, así que se tomará la posición *m* = +13, por lo que el ajuste será 100 *H*9/*m*9, de donde:

EJE BASE

El ajuste elegido será 100 ?9/*h*9 (figura 13.21).

	ISO	T/t (µm)	Di/di (µm)
Agujero	100 H9	87	0
Eje	100 m9	87	13

	Ds/ds (µm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	87	100,000	100,087
Eje	100	100,013	100,100

TJ (µm)	Jm (µm)	JM (µm)
174	74	100

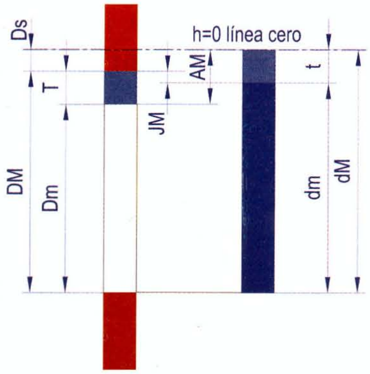


FIGURA 13.21. ESQUEMA DEL AJUSTE INDETERMINADO PARA EJE BASE.

$$JM = 100 \geq Ds - di = Ds - (ds - t) = Ds - 0 + 87$$

de donde $Ds \leq 13$

$$AM = 100 \geq ds - Di = ds - (Ds - T) = 0 - Ds + 87$$

de donde $Ds \geq -13$

Se deberá cumplir que $-13 \leq Ds \leq 13$, por lo que se tendrán las posiciones $M = -13$ y $N = 0$ de modo que el ajuste será 100 *M9/h9* o 100 *N9/h9*, de donde:

	ISO	T/t (μm)	Di/di (μm)
Agujero	100 M9	87	–100
Eje	100 h9	87	–87

	Ds/ds (μm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	–13	99,900	99,987
Eje	0	99,913	100,000

TJ (μm)	Jm (μm)	JM (μm)
174	74	100

	ISO	T/t (μm)	Di/di (μm)
Agujero	100 N9	87	–87
Eje	100 h9	87	–87

	Ds/ds (μm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	0	99,913	100,000
Eje	0	99,913	100,000

TJ (μm)	Jm (μm)	JM (μm)
174	87	87

13.3.3. SISTEMA MIXTO

Como ya se ha visto, el sistema mixto es aquel que no supone establecer posiciones *H* o *h* para agujero o eje como hipótesis de partida. Su aplicación fundamental es cuando viene impuesta la tolerancia de uno de los dos elementos (eje o agujero), como por ejemplo en los ajustes con rodamientos, según se verá en capítulos posteriores. En estos casos, la forma de resolver el ajuste es un poco distinta. Dado que se conoce la tolerancia de uno de los dos elementos, se trata de buscar la del otro que permita la mayor tolerancia posible. Veamos dos ejemplos de aplicación.

Ajuste con juego

Conocido un agujero de tolerancia, se trata de buscar la tolerancia del eje, sabiendo que el juego debe estar entre 0 y 35 μm (figura 13.22).

Se tiene que:

$$Ds = 0$$
$$Di = -0{,}010$$
$$T = Ds - Di = 0{,}010$$

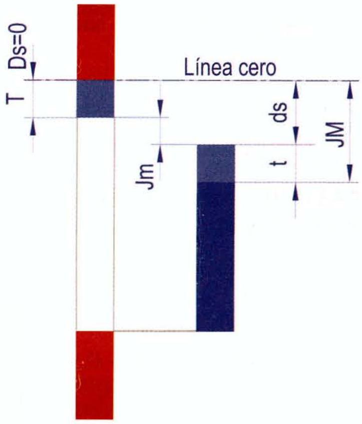


FIGURA 13.22. AJUSTE CON JUEGO CON SISTEMA MIXTO.

De esta forma se tendrá:

$$T + t \leq 0{,}035$$

Como:

$$T = 0{,}01$$

Se tendrá que

$$t \leq 0{,}035 - 0{,}01 = 0{,}025$$

Se tomará *IT*7 con $t = 0{,}021$.

Estableciendo ahora la condición de juego mínimo:

$$Jm = 0{,}0 \leq Di - ds = -0{,}010 - ds$$

de donde:

$$ds \leq -0{,}010 - 0{,}0 = -0{,}010$$

Estableciendo ahora la condición de juego máximo:

$$JM = 0{,}035 \geq Ds - di = 0 - (ds - t) = = -ds + 0{,}021$$

es decir:

$$-0{,}014 \leq ds$$

de donde:

$$-0{,}014 \leq ds \leq -0{,}010$$

No existe ningún valor que cumpla con esta condición, por lo que se tomará *IT*6 con $t = 0{,}013$.

Así, se tendrá que:

$$0{,}035 \geq Ds - di = 0 - (ds - t) = -ds + 0{,}013$$
$$Jm = 0{,}0 \leq Di - ds = -0{,}010 - ds$$

de donde,

$$-0{,}022 \leq ds \leq -0{,}010$$

por lo que se tomará la posición *f* con $ds = -0{,}020$ y la tolerancia para el eje será: $20\,f6$.

Ajuste con aprieto

Conocido un eje de tolerancia $\varnothing 42^{\;0}_{-0{,}011}$, se trata de buscar la tolerancia del agujero sabiendo que el ajuste con aprieto debe estar entre 0 y 30 μm (figura 13.23).

Se tiene que:

$$ds = 0$$
$$di = -0{,}011$$
$$t = ds - di = 0{,}011$$

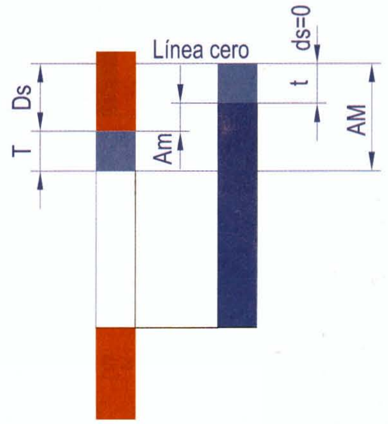


FIGURA 13.23. AJUSTE CON APRIETO CON SISTEMA MIXTO.

De esta forma se tendrá:

$$T + t \leq 0{,}030$$

Como:

$$t = 0{,}011$$

se tendrá que:

$$T \leq 0{,}030 - 0{,}011 = 0{,}019$$

Se tomará *IT*6 con $T = 0{,}016$.

Estableciendo ahora la condición de aprieto mínimo:

$$Am = 0{,}0 \leq di - Ds = -0{,}011 - Ds$$

de donde:

$$Ds \leq -0{,}011 - 0{,}0 = -0{,}011$$

Estableciendo ahora la condición de aprieto máximo:

$$AM = 0{,}030 \geq ds - Di = 0 - (Ds - T) = = -Ds + 0{,}016$$

es decir:

$$-0{,}014 \leq Ds$$

de donde:

$$-0{,}014 \leq Ds \leq -0{,}011$$

por lo que se tomará la posición *N* con *Ds* = –0,012 y la tolerancia para el eje será: 42 *N* 6.

13.4. Tolerancias generales dimensionales

Cuando se construye una pieza, debido a los medios de producción disponibles es necesario asegurar una calidad mínima de fabricación. A esta calidad hacen referencia las *tolerancias generales.*

Dicha tolerancia general de la pieza debe quedar definida por el diseñador, de tal forma que, si en el taller de trabajo habitual no se alcanza, se puedan enviar las piezas a otro lugar para su mecanizado.

Además de esta tolerancia general, los elementos de la pieza pueden verse afectados por tolerancias dimensionales y/o geométricas específicas de acuerdo con la funcionalidad de la pieza. Estas tolerancias serán en general más estrechas que las proporcionadas habitualmente en el taller.

La norma UNE-EN 22768 1: 1993, equivale a la ISO 2768 1:1989, que regula este tipo de tolerancias generales.

Quedan excluidas de la aplicación de esta norma las siguientes medidas:

- Medidas angulares o lineales reguladas por otras normas.
- Medidas auxiliares (indicadas entre paréntesis).
- Medidas teóricamente exactas (indicadas dentro de un rectángulo).

Las tolerancias generales para medidas lineales se incluyen en las tablas 13.7, 13.8 y 13.9.

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al nominal (en mm)							
Designación	Descripción	Más de 0,5[1] Hasta 3	Más de 3 Hasta 6	Más de 6 Hasta 30	Más de 30 Hasta 120	Más de 120 Hasta 400	Más de 400 Hasta 1.000	Más de 1.000 Hasta 2.000	Más de 2.000 Hasta 4.000
f	Fina	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	
m	Media	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2
c	Grosera	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4
v	Muy grosera		±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6	±8

[1] Para valores nominales inferiores a 0,5 mm, las tolerancias han de indicarse siempre junto a la cota nominal correspondiente.

TABLA 13.7. *Tolerancias generales para medidas lineales, excepto aristas matadas.*

<table>
<tr><th colspan="2">Clase de tolerancia</th><th colspan="3">Desviaciones admisibles respecto al nominal (en mm)</th></tr>
<tr><th>Designación</th><th>Descripción</th><th>Más de 0,5
Hasta 3</th><th>Más de 3
Hasta 6</th><th>Más de 6</th></tr>
<tr><td>f</td><td>Fina</td><td rowspan="2">±0,2</td><td rowspan="2">±0,5</td><td rowspan="2">±1</td></tr>
<tr><td>m</td><td>Media</td></tr>
<tr><td>c</td><td>Grosera</td><td rowspan="2">±0,4</td><td rowspan="2">±1</td><td rowspan="2">±2</td></tr>
<tr><td>v</td><td>Muy grosera</td></tr>
</table>

TABLA 13.8. *Tolerancias generales para medidas de aristas matadas.*

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles en función de la longitud del lado menor del ángulo considerado (en mm)				
Designación	Descripción	Hasta 10	Más de 10 Hasta 50	Más de 50 Hasta 120	Más de 120 Hasta 400	Más de 400
f	Fina	±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	±0°5'
m	Media					
c	Grosera	±1°30'	±1°	±0°30'	±0°15'	±0°10'
v	Muy grosera	±3°	±2°	±1°	±0°30'	±0°20'

TABLA 13.9. *Tolerancias generales para medidas angulares.*

Las tolerancias generales para medidas angulares solamente limitan la orientación de las superficies, pero no sus defectos de forma. Son las que aparecen en la tabla 13.9.

La utilización de estas tolerancias generales se recomienda, ya que:

- Los dibujos son más fáciles de entender y manejar en el taller.
- Para el diseñador resulta muy sencillo determinar la tolerancia general y, a partir de ésta, definir sólo los elementos que tengan una tolerancia más estrecha que la general.
- Queda claro qué elementos deben fabricarse con más cuidado y atención.
- Es más fácil trabajar con un taller cuya *precisión habitual* es conocida. Ahorra tiempo y dinero en el diseño de la pieza.

En contrapartida se obliga al taller habitual a:

- Conocer su precisión habitual.
- Controlar que su precisión no se degrade con el tiempo.
- Aceptar trabajos que pueda realizar.

Por ejemplo, la anotación ISO 2768-m, se refiere a una tolerancia dimensional general de calidad media.

13.5. VERIFICACIÓN DE LAS TOLERANCIAS DIMENSIONALES

Una vez terminado un plano constructivo de una pieza, en el que se han especificado tolerancias dimensionales, la pieza está en condiciones de ser fabricada. Una vez construida la pieza, se deberá comprobar que sus medidas están comprendidas entre las que se hayan especificado en las tolerancias. Para ello, el departamento de calidad de la fábrica deberá determinar el procedimiento de control de calidad que se va a utilizar y seleccionar unos instrumentos de medida que permitan verificar las medidas. Estos instrumentos pueden ser cualquiera de los analizados anteriormente (pie de rey, micrómetro, etc.) de precisión suficiente, aunque con mucha frecuencia se utilizan unos aparatos denominados *calibres pasa-no pasa.*

Los calibres pasa-no pasa (figura 13.24) están preparados para comprobar una medida para la que se ha especificado una tolerancia. Según la medida que se desea comprobar

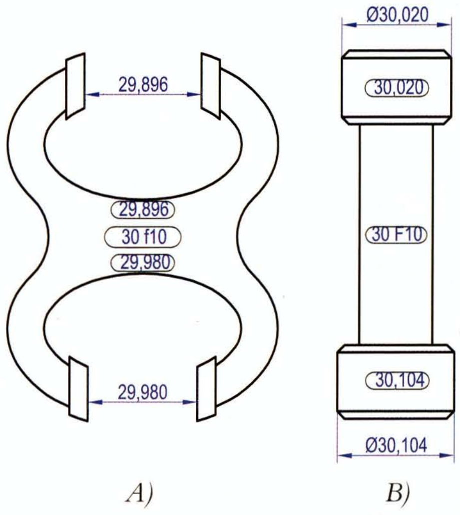
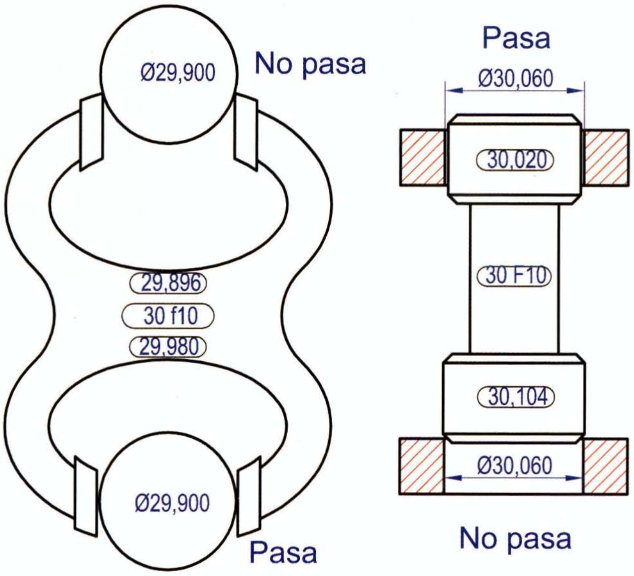


FIGURA 13.24. CALIBRES PASA-NO PASA.



A) *B)*

FIGURA 13.25. COMPROBACIÓN CON UN CALIBRE PASA-NO PASA.

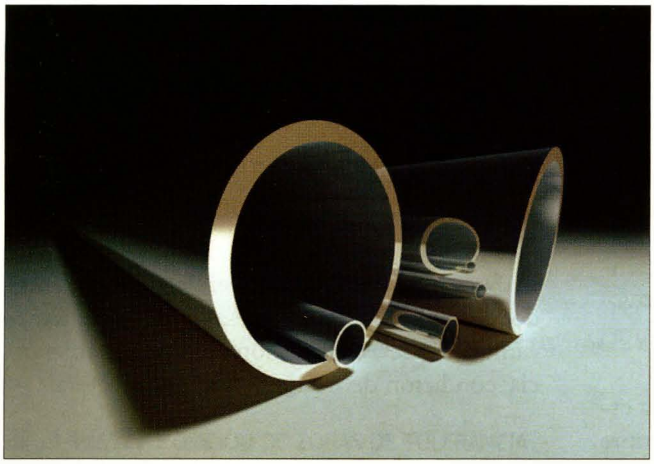
corresponda a una medida macho (maciza) o hembra (hueca), el calibre utilizado será el de la figura 13.24A o el de la 13.24B respectivamente. Estos calibres tienen dos orificios (figura 13.24A) o dos salientes (figura 13.24B) con las medidas límite en función de la tolerancia especificada.

Si la pieza que queremos comprobar tiene la medida comprendida entre los límites especificados por la tolerancia, la pieza entrará en uno de los extremos del calibre (medida máxima permitida por el calibre) y no entrará en el otro (medida mínima especificada por la tolerancia), según se puede ver en la figura 13.25.

13.6. NORMATIVA

Para este capítulo son de aplicación las normas siguientes:

Norma	Título
UNE-EN 20286-1: 1996.	Sistema ISO de tolerancias y ajustes. Parte 1: Base de tolerancias, desviaciones y ajustes. (ISO 286-1: 1988).
UNE-EN 20286-2: 1996.	Sistema ISO de tolerancias y ajustes. Parte 2: Tablas de los grados de tolerancia normalizados y de las desviaciones límite de los agujeros y de los ejes. (ISO 286-2: 1988).
UNE 1 120 94.	Dibujos técnicos. Tolerancias de cotas lineales y angulares. Notaciones en los dibujos (equivalente a ISO 406:87).
EN 22768 1: 1993.	Tolerancias generales. Parte 1: tolerancias para dimensiones lineales y angulares sin indicación individual de tolerancia.
ISO 8015: 1985.	Dibujos técnicos. Principio de tolerancias fundamentales (UNE 1149-90).
ISO 1829: 1975.	Selection of tolerances for general purposes.



14

Tolerancias geométricas

Introducción

Las tolerancias geométricas afectan a la forma y posición de un elemento determinado. El estado de conservación y el desgaste de las máquinas herramientas pueden ocasionar errores en la forma de un elemento, en el posicionamiento de un taladro, etc. Este tipo de errores de forma y de posición pueden llegar a afectar a la intercambiabilidad y al funcionamiento del conjunto si se sobrepasan ciertos límites.

Pueden ser *tolerancias de forma o tolerancias de posición*. Las tolerancias de forma afectan a la forma de una línea o de una superficie. Por el contrario, las tolerancias de posición indican la tolerancia permitida en la posición de los elementos en la pieza.

Las tolerancias geométricas se deben especificar únicamente cuando son imprescindibles para asegurar la aceptabilidad y validez de la pieza respecto a su funcionamiento previsto y su finalidad. Éstas deben ser tan amplias como lo permitan los requerimientos de diseño de la pieza.

En este capítulo se establecen en primer lugar los conceptos básicos en que se basan las tolerancias geométricas. Se define el concepto de zona de tolerancia, cotas teóricamente exactas y rectángulo de tolerancia, y se indica cómo se deben especificar estas tolerancias en los planos.

Seguidamente se presentan los conceptos de referencia y elementos de referencia, que se deben utilizar cuando las tolerancias geométricas se refieren a posiciones relativas de elementos entre sí. También se indica cómo se deben definir las referencias y los distintos tipos que se pueden considerar.

A continuación se recorren uno a uno los distintos tipos de tolerancias geométricas, y se describen con detalle señalando las posibles interpretaciones y aplicaciones que pueden tener.

En la segunda parte del capítulo se presenta cómo se interrelacionan las tolerancias dimensionales con las geométricas. Se define el principio de independencia y se formulan los requisitos de evolvente, de máximo material, de mínimo material y de reciprocidad, señalándose en cada caso cuándo y cómo se deben utilizar.

Se ofrecen también varios ejemplos de utilización de los requisitos de evolvente, de máximo material, de mínimo material y de reciprocidad, aplicados a distintas tolerancias geométricas.

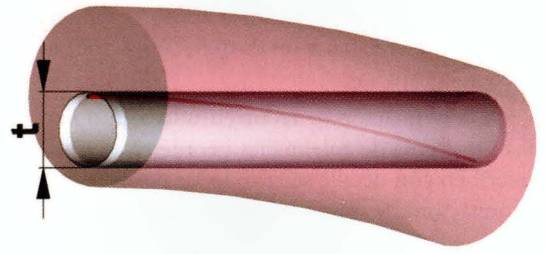
Por último, a modo de resumen, se presentan distintos cuadros donde se indican los criterios generales de aplicación y utilización de cada una de las tolerancias geométricas y de los requisitos especificados.

14.1. Zona de tolerancia

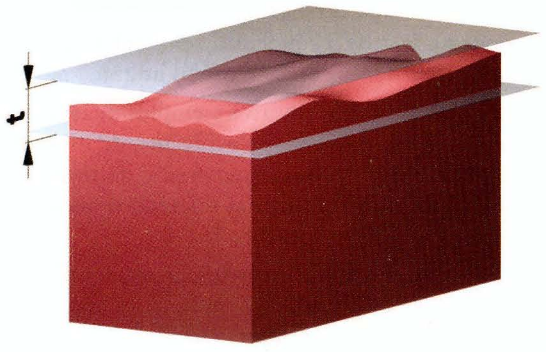
Una tolerancia de forma, de situación, de orientación o de alabeo de un elemento geométrico (punto, línea, superficie o plano medio) define la zona teórica dentro de la que debe estar contenido dicho elemento. De esta forma, éste puede tener cualquier forma, posición u orientación comprendida dentro de esta zona, denominada *zona de tolerancia*, siempre que se cumplan las especificaciones señaladas.

Así por ejemplo, un eje cumplirá con una especificación de tolerancia de rectitud siempre que esté dentro de una zona de tolerancia constituida por un cilindro de valor la tolerancia (figura 14.1A), o una cara cumplirá con una tolerancia de planitud siempre que la superficie final construida esté comprendida dentro de una zona de tolerancia formada por dos planos paralelos separados el valor de la tolerancia (figura 14.1B).

Salvo especificaciones en contra, como por ejemplo una nota aclaratoria (figura 14.2), el elemento geométrico afectado por la tolerancia geométrica podrá tener cualquier forma u orientación dentro de la zona de tolerancia, según se puede ver en la figura 14.1.



A)



B)

Figura 14.1. *A)* Zona de tolerancia para rectitud. *B)* Zona de tolerancia para planitud.

14.2. Indicaciones en los dibujos

Seguidamente se describen los símbolos usados para indicaciones de referencias, cotas teóricamente exactas, indicación de zonas de tolerancia, condición de máximo material, etcétera.

14.2.1. Símbolos

Las características de rectitud de un eje, planitud de una cara, redondez de un círculo, etc., se representan en los planos por unos símbolos normalizados que aparecen en la figura 14.2. Estos símbolos se clasifican en dos grupos: uno correspondiente a elementos simples o aislados y otro a elementos asociados.

SIMBOLOS DE LAS TOLERANCIAS		
	TOLERANCIA	Símbolo
FORMA	Rectitud	—
	Planitud	▱
	Redondez	○
	Cilindricidad	⌭
ORIENTACION	Paralelismo	//
	Perpendicularidad	⊥
	Angularidad	∠
SITUACION	Posición	⌖
	Coaxialidad	◎
	Simetría	⌯
ALABEO	Alabeo radial	↗
	Alabeo axial	⌰
PERFIL	Perfil de una línea	⌒
	Perfil de una superficie	⌓

Figura 14.2. Símbolos de las tolerancias geométricas.

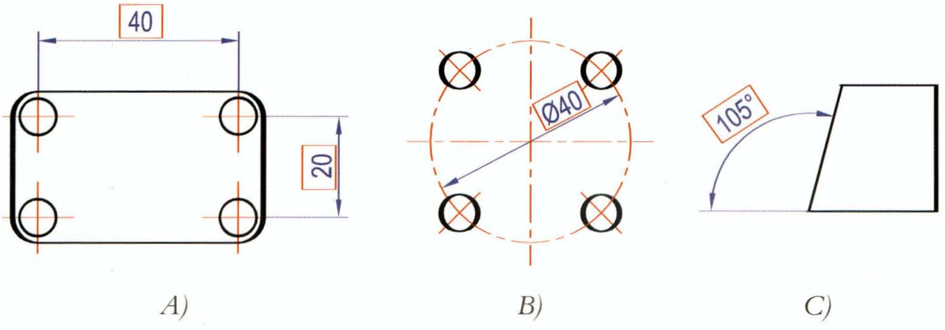


FIGURA 14.3. COTAS TEÓRICAMENTE EXACTAS.

14.2.2. POSICIÓN DE ZONAS DE TOLERANCIA. COTAS TEÓRICAMENTE EXACTAS

Estas cotas sitúan las posiciones nominales de las zonas de tolerancia correspondientes a tolerancias de posición, perfil de una línea o superficie y orientación (figura 14.3). También se utilizan para definir ángulos correspondientes a orientaciones relativas a las referencias del sistema.

Estas cotas no son objeto de tolerancias dimensionales, y la cifra de cota se coloca rodeada por un recuadro. El recuadro se hace con línea fina (figura 14.3).

14.2.3. RECTÁNGULO DE TOLERANCIA

Las indicaciones necesarias para especificar las tolerancias geométricas se representan en un rectángulo dividido en dos o más recuadros (figura 14.4). El rectángulo y los recuadros se dibujan en línea fina.

Los recuadros se rellenan de izquierda a derecha por el siguiente orden:

- En la primera casilla se sitúa el símbolo de la tolerancia, visto en la figura 14.2.
- En la segunda casilla se coloca el valor de la tolerancia (valor total) en las unidades utilizadas para la acotación lineal (normalmente milímetros). Este valor irá precedido por el signo Ø si la zona de tolerancia es circular o cilíndrica (figura 14.4B) o SØ si la zona de tolerancia es esférica (figura 14.4D).
- En la tercera casilla se colocará, opcionalmente, la letra o letras que identifiquen el elemento de referencia (figura 14.4C) o el sistema de referencia (figura 14.4D), según se verá más adelante.

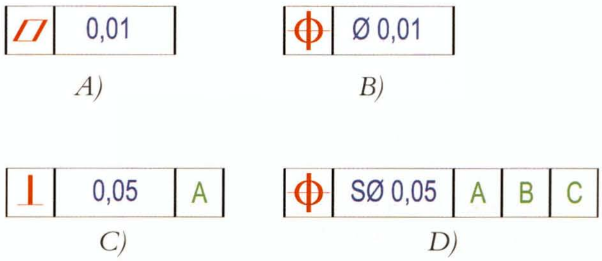


FIGURA 14.4. RECTÁNGULO DE TOLERANCIA.

Si la tolerancia se aplica a más de un elemento geométrico, se deberá indicar encima del recuadro de tolerancia mediante el número de elementos seguido del signo × (figuras 14.5A y 14.5B).

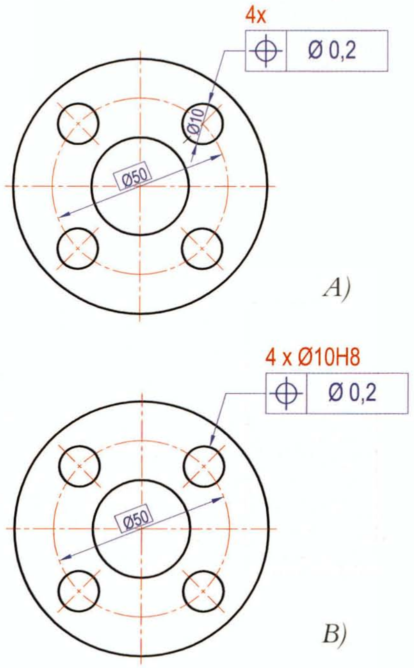


FIGURA 14.5. INDICACIÓN CUANDO SE APLICA A VARIOS ELEMENTOS.

Si es necesario colocar indicaciones que caractericen la forma del elemento geométrico en el interior de la zona de tolerancia, se deben situar cerca del recuadro de tolerancia. En la figura 14.6 se coloca *NC* para especificar que la superficie debe ser *No Convexa.*

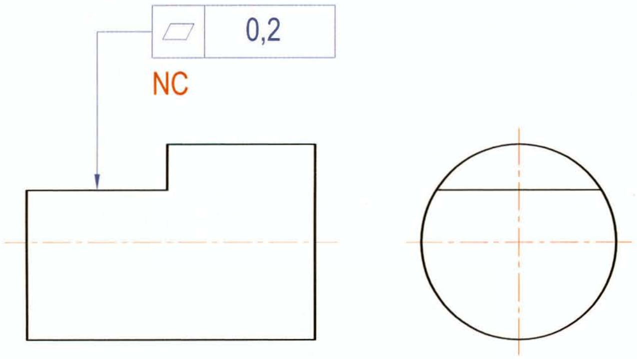


FIGURA 14.6. INDICACIÓN PARA LIMITAR LA FORMA DE UN ELEMENTO.

Si se necesita especificar más de una tolerancia para un elemento, se colocarán los rectángulos de tolerancia uno encima del otro (figura 14.7).

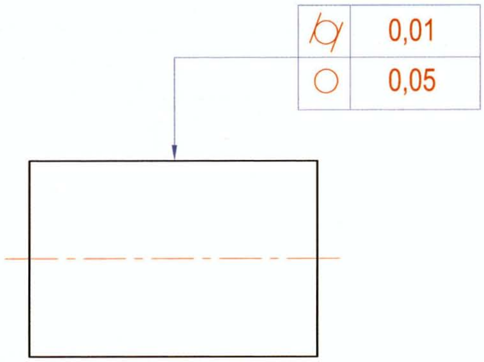


FIGURA 14.7. INDICACIÓN DE MÁS DE UNA TOLERANCIA PARA UN ELEMENTO.

El rectángulo de tolerancia se une al elemento al que se refiere la tolerancia mediante una línea terminada en una flecha con la punta en las siguientes posiciones:

- Sobre el contorno del elemento o una prolongación del contorno (pero claramente separada de la línea de cota), cuando la tolerancia se refiere a la línea o a la propia superficie (figura 14.8A). También puede colocarse apuntando a una línea de referencia que toca el elemento real.

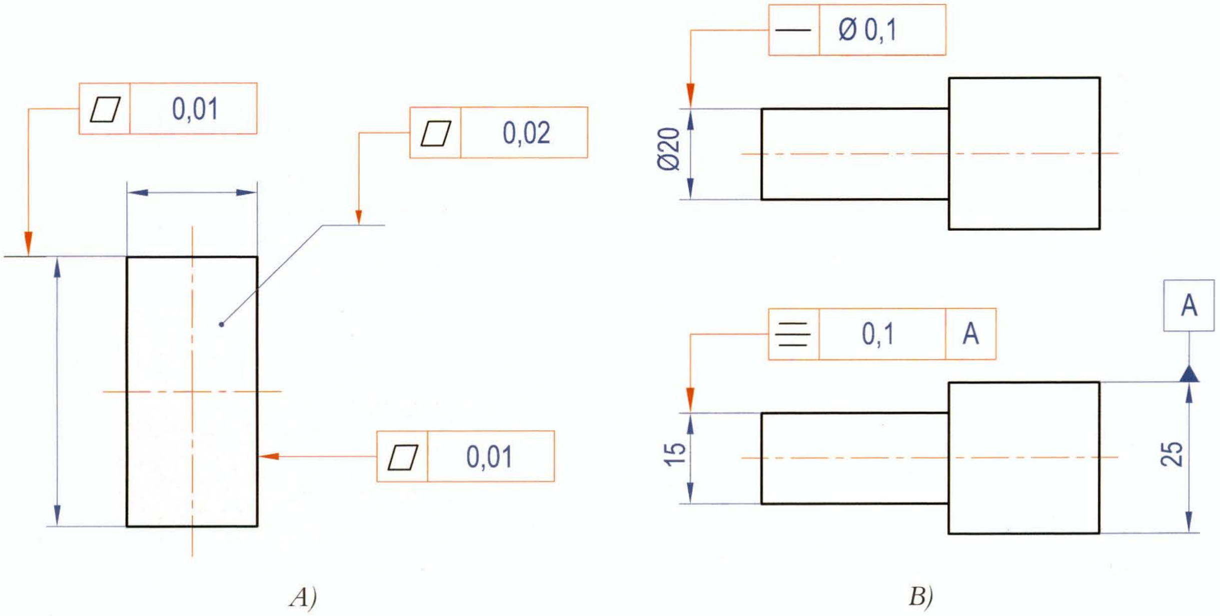


FIGURA 14.8. UNIÓN DEL RECTÁNGULO DE TOLERANCIA AL ELEMENTO.

• Sobre la prolongación de la línea de cota, cuando la tolerancia se refiere al eje o plano medio del elemento que define la cota (figura 14.8B).

14.3. Referencias y elementos de referencia

Las referencias son elementos de una pieza (aristas, superficies, ejes, etc.) que sirven para establecer la situación del resto de elementos. La forma de las referencias debe ser lo más exactas posible como para que puedan ser consideradas como tales. Los elementos de referencia se deben elegir teniendo en cuenta la función de la pieza.

Se denomina *referencia especificada* a una forma geométrica teóricamente exacta respecto de la que se refieren los elementos a los que se aplican las tolerancias.

Se denomina *elemento de referencia* al elemento real de una pieza que se utiliza para determinar la posición de una referencia especificada.

Se denomina *elemento de referencia simulado* a la superficie real de forma precisa (plana, cojinete, etc.) que está en contacto con el elemento o elementos de referencia y que se utiliza para establecer la o las referencias. Los elementos de referencia simulados se utilizan como materialización práctica de las referencias durante los procesos de fabricación y verificación.

La referencia especificada se identifica por medio de una letra rodeada por un recuadro y unida al elemento que la especifica mediante un triángulo equilátero, relleno o no (figura 14.9). Esta misma letra se coloca en el recuadro de tolerancia.

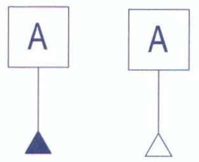


Figura 14.9. Especificación de una referencia.

El triángulo de la referencia se sitúa como sigue:

• Sobre el contorno del elemento o sobre su prolongación (claramente separado de la línea de cota), cuando el elemento de referencia es una línea o una superficie (figura 14.10A). También puede colocarse sobre una línea de referencia apuntando a la superficie real.

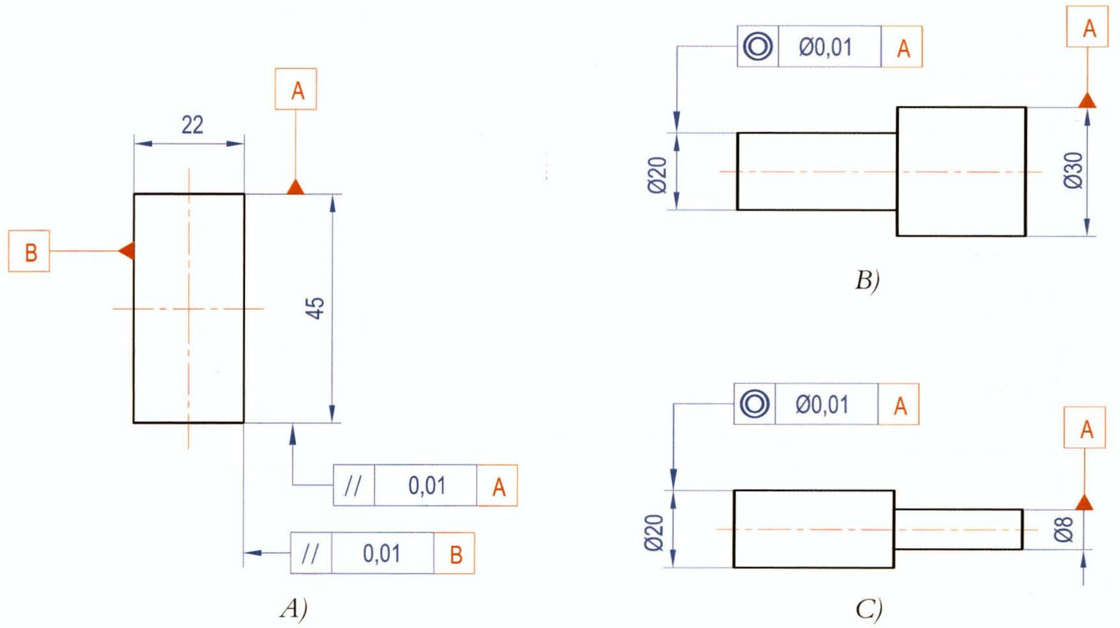


Figura 14.10. Referencias.

• Sobre la prolongación de la línea de cota cuando el elemento de referencia es el eje o plano medio del elemento (figura 14.10B). Si se superpone un extremo de cota (flecha) con el triángulo de la referencia, se debe mantener sólo el triángulo (figura 14.10C).

14.3.1. Establecimiento de referencias

Los elementos escogidos como referencias presentan irregularidades resultantes de sus procesos de fabricación. La norma ISO 5459 marca el criterio para el establecimiento de referencias. En la tabla 14.1 se presentan algunos casos.

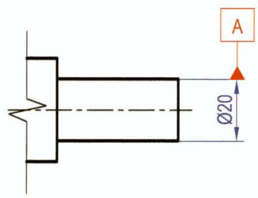
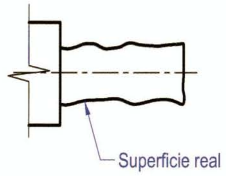
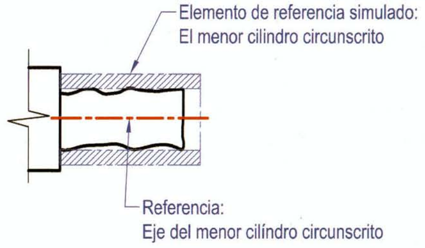
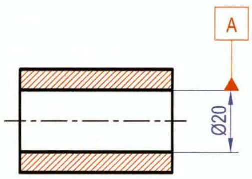
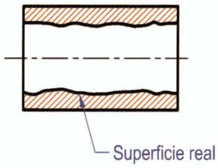
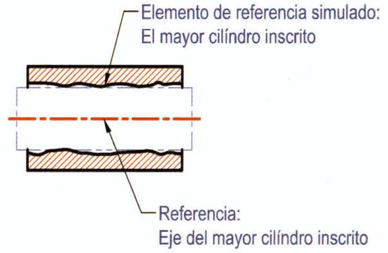
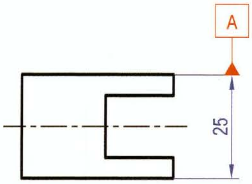
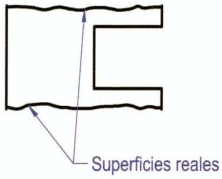
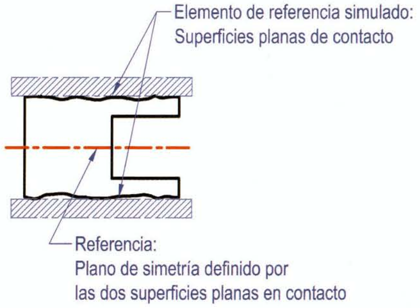
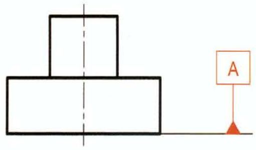
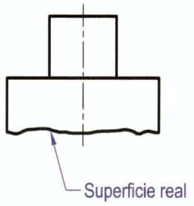
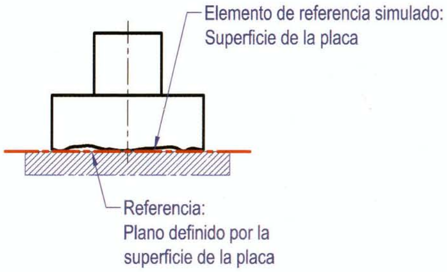
Referencias	Elementos de referencia	Establecimiento de referencias
		
		
		
		

Tabla 14.1. *Establecimiento de referencias.*

14.3.2. Referencia común a dos elementos

Si se establece una referencia común combinando dos elementos de referencia, la designación se lleva a cabo colocando un guión entre las dos letras mayúsculas identificadoras que van en la tercera casilla del rectángulo de tolerancias (figura 14.11A). La referencia es entonces el eje común de los dos cilindros envolventes de los dos elementos de referencia (figura 14.11B).

14.3.3. Sistema de referencias

Un *sistema de referencias especificadas* está formado por un grupo de dos o más referencias especificadas independientes, de forma que este grupo se utiliza como un elemento de referencia combinado para el elemento al que se aplica la tolerancia.

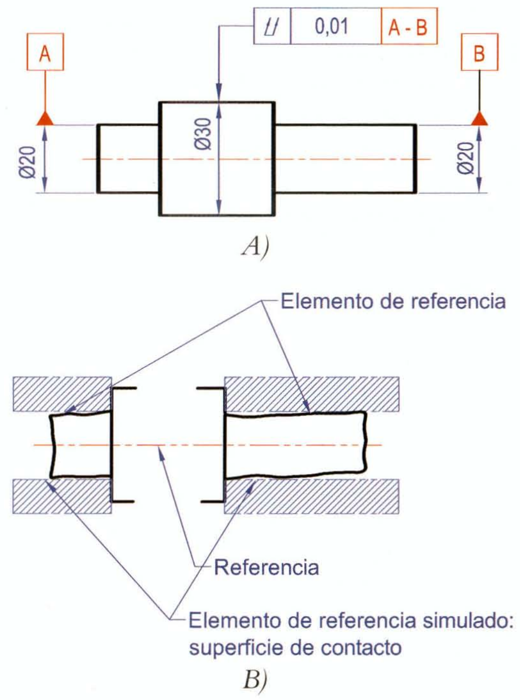
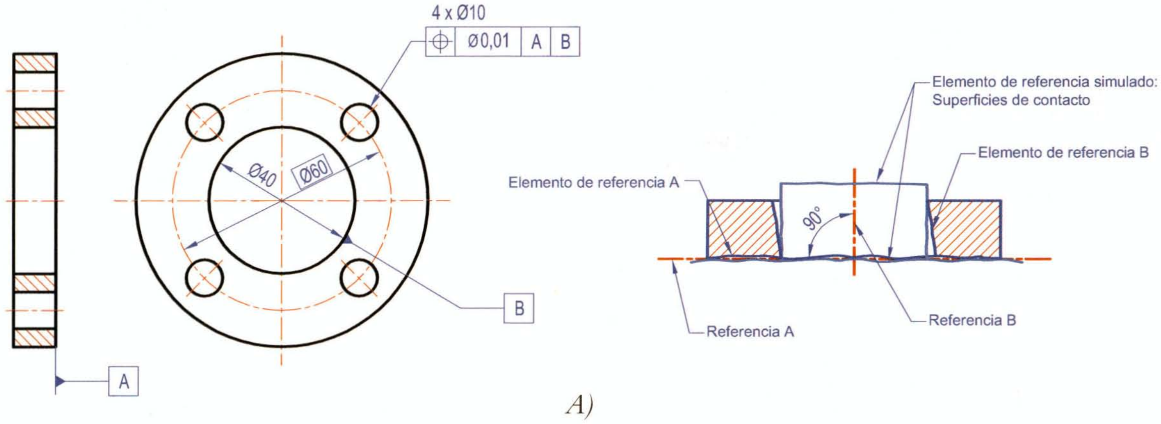


Figura 14.11. Referencia común.



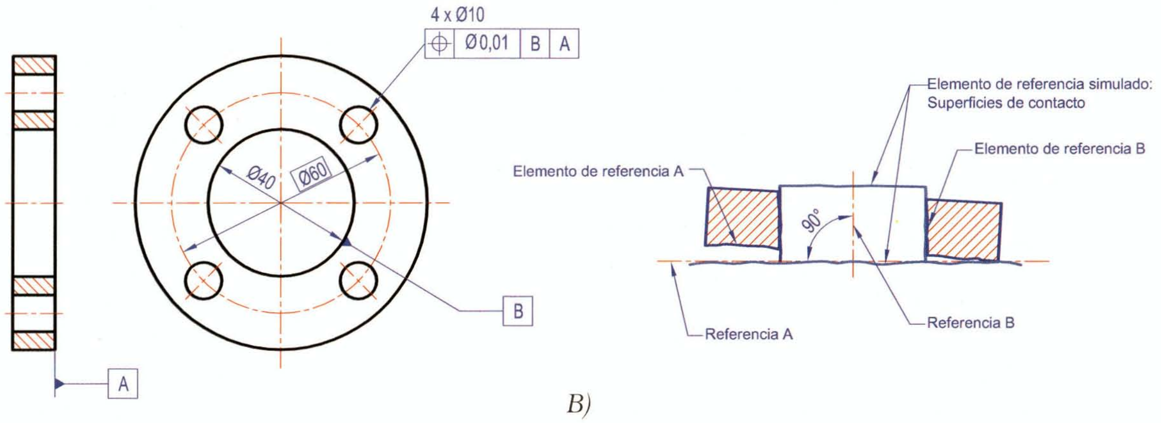


Figura 14.12. Sistema de referencias.

Las referencias se deben aplicar en un orden determinado, colocándose en casillas independientes consecutivas, según el orden de prioridad establecido (figura 14.12).

El orden de las referencias es fundamental e influye considerablemente en el resultado obtenido. En la figura 14.12 se ha establecido un sistema de referencias formado por una referencia A,

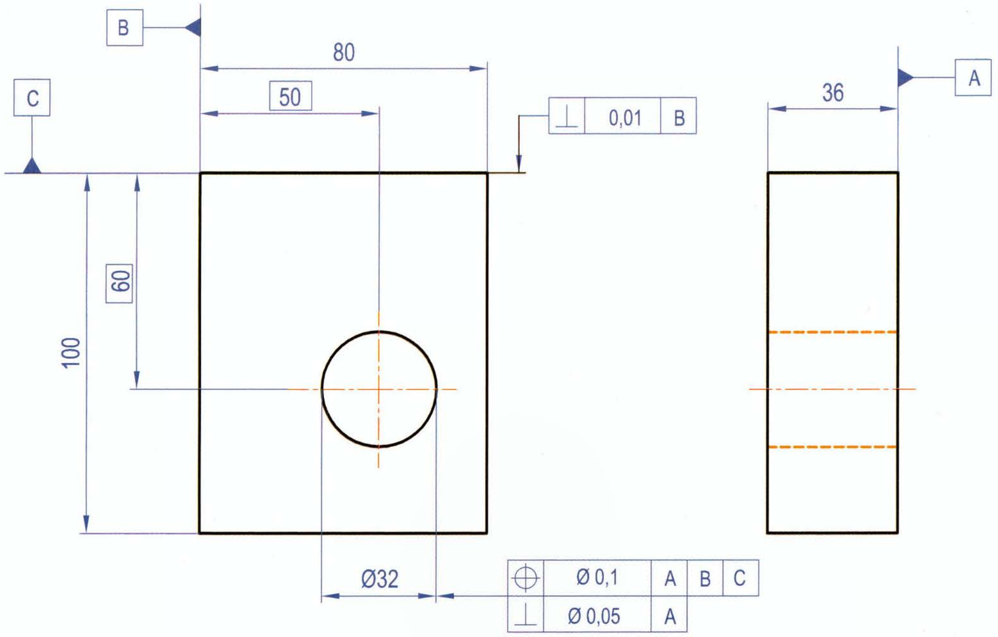


FIGURA 14.13. SISTEMA DE REFERENCIAS TRIDIMENSIONAL.

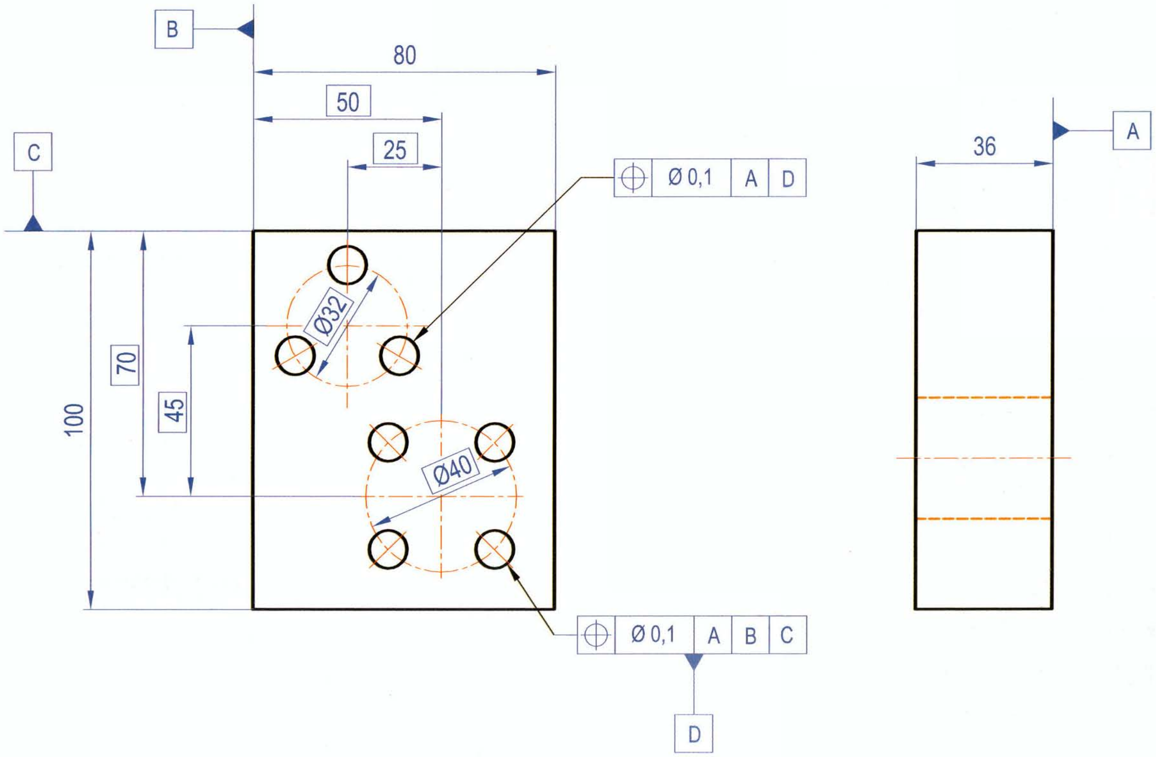


FIGURA 14.14. GRUPOS DE ELEMENTOS DEFINIDOS COMO REFERENCIAS.

que corresponde al plano de la cara de la brida, y una referencia *B*, que corresponde al eje del agujero de Ø40. En el primer caso (figura 14.12A) se fija como referencia primaria *A* y como secundaria *B*. En la figura 14.12B se establecen al contrario: *B* como primaria y *A* como secundaria. El efecto claramente distinto se puede observar en la figura 14.12.

En las tolerancias de orientación, normalmente basta con definir una o dos referencias. Sin embargo, en las tolerancias de posición se requiere a menudo un sistema de referencia en tres dimensiones, en el cual los planos son perpendiculares entre sí (figura 14.13).

14.3.4. Grupos de elementos definidos como referencias

Cuando se necesita especificar la posición de un grupo de elementos tomando como referencia otro nuevo elemento o grupo de elementos, la nueva referencia se debe indicar en el dibujo con el triángulo de referencia unido al rectángulo de tolerancia (figura 14.14).

14.3.5. Referencias parciales

Una *referencia parcial* es un punto, una línea o una zona delimitada sobre una pieza que se debe utilizar como base para definir las referencias especificadas exigidas a la hora de fabricar o de verificar la pieza.

Se especifica con el símbolo de referencia parcial, un círculo con un trazo fino correspondiente a un diámetro horizontal (figura 14.15).

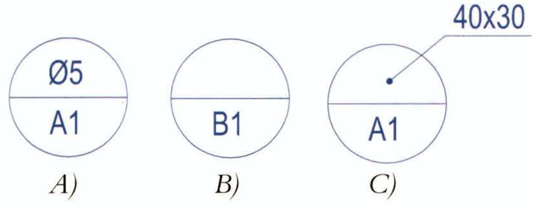


Figura 14.15. Símbolo para indicación de referencia parcial.

En la zona superior (figura 14.15A) se indican las dimensiones de la zona de referencia parcial (en el caso de ser una zona delimitada, es decir, un rectángulo o un círculo). En el caso de que la referencia parcial sea un punto o una línea, esta zona no se rellena (figura 14.15B). Si las dimensiones de la zona de referencia parcial no caben en la zona destinada para ello dentro del símbolo, se pueden situar fuera utilizando una línea de referencia (figura 14.15C).

En la zona inferior (figura 14.15) se sitúa la letra indicadora del elemento de referencia, seguida de una cifra que representa al número de referencia parcial.

Para representar los elementos que forman las referencias parciales se utilizan los símbolos de la figura 14.16, según la referencia parcial sea un punto (figura 14.16A) indicado mediante una cruz de trazo grueso, una recta (figura 14.16B) definida por dos cruces de trazo grueso unidas por una línea continua fina, o una zona delimitada (figura 14.16C) definida por un rectángulo o un círculo dibujado con línea fina de trazo y dos puntos y sombreada con el tipo de rayado que corresponda a la pieza.

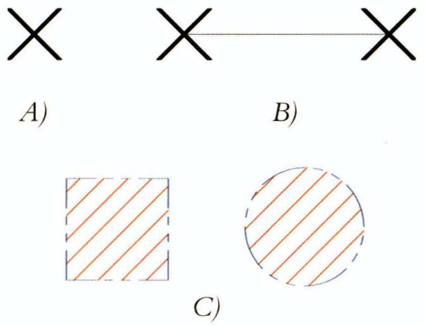


Figura 14.16. Representación de referencias parciales.

El círculo que rodea a la tolerancia se une con una línea de referencia que toca a la referencia parcial. En la figura 14.17 aparecen varios ejemplos de indicación de referencias parciales, correspondientes a un punto, a una línea y a una zona circular.

Cuando se necesite utilizar referencias parciales para definir un sistema de referencia tridimensional, se deberá tener en cuenta que una referencia primaria necesita tres referencias parciales, una referencia secundaria necesita dos referencias parciales, y una referencia terciaria necesita una referencia parcial.

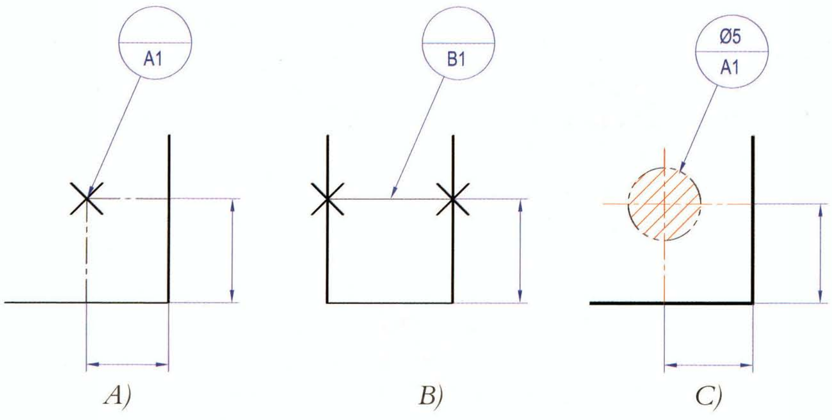


FIGURA 14.17. EJEMPLOS DE INDICACIÓN Y REPRESENTACIÓN DE REFERENCIAS PARCIALES.

En la figura 14.18 aparece una representación de una pieza con indicación de referencias parciales. Para definir la referencia *A* se utilizan tres referencias parciales consistentes en tres puntos. Para definir la referencia *B* se utilizan dos zonas circulares. Para definir la referencia *C* se utiliza un único punto.

14.4. OTRAS INDICACIONES

14.4.1. FORMA Y ORIENTACIÓN DE LA ZONA DE TOLERANCIA

La anchura de la zona de tolerancia se mide siempre en dirección perpendicular a la geometría especificada (figura 14.19A), excepto si se coloca alguna indicación específica (figura 14.19B).

Para tolerancias de posición o de orientación, cuando la tolerancia se aplica en una dirección a un eje o a un plano medio, la zona

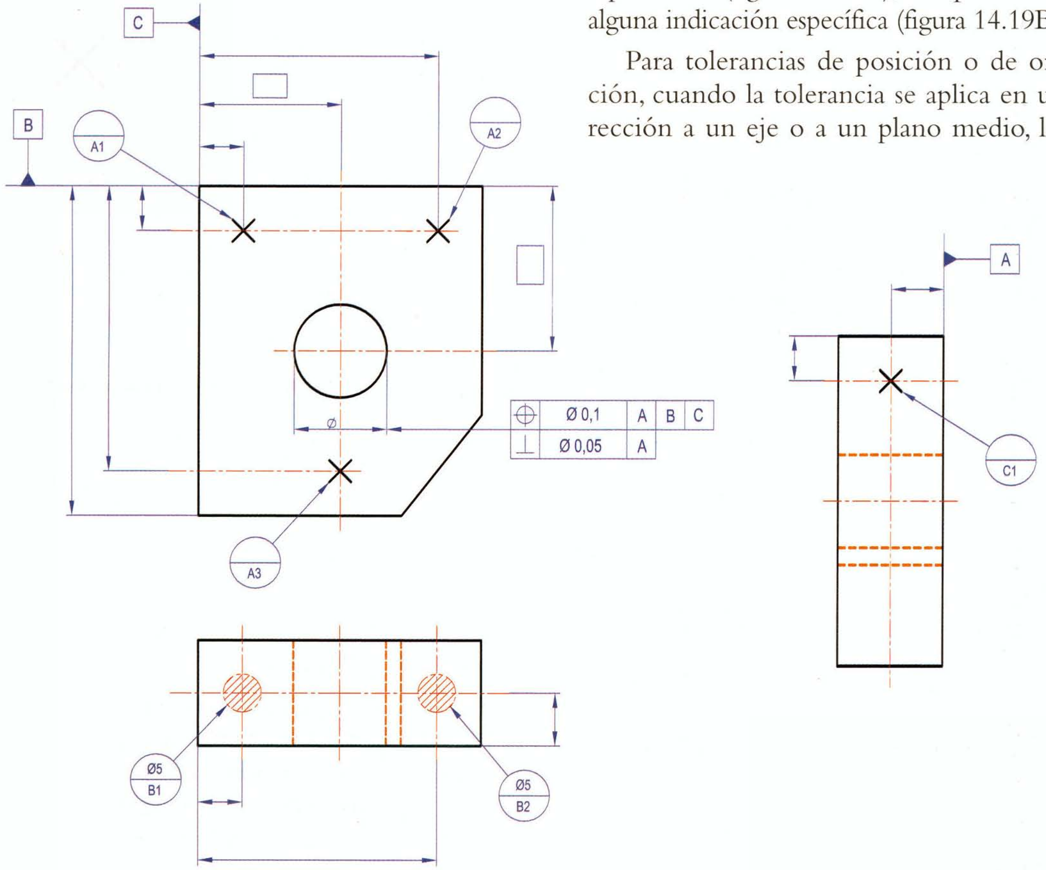


FIGURA 14.18. UTILIZACIÓN DE REFERENCIAS PARCIALES.

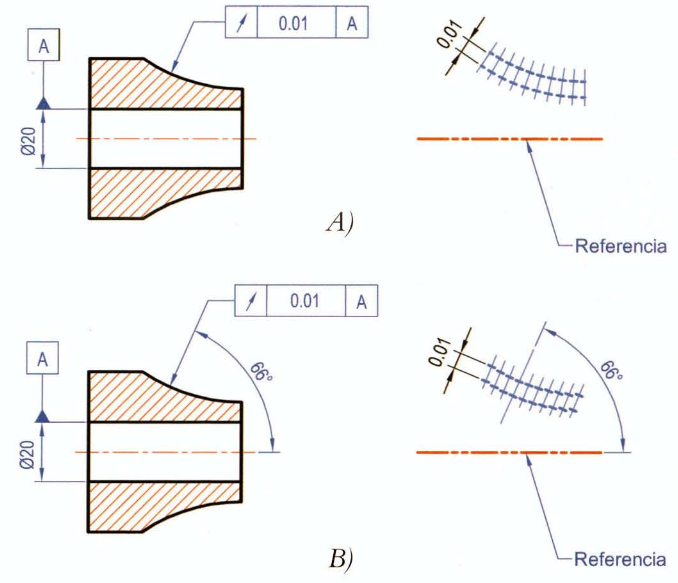


Figura 14.19. Dirección de la anchura de la zona de tolerancia.

de tolerancia es perpendicular a esta dirección (figura 14.20A). Cuando la zona de tolerancia es cilíndrica se debe colocar el símbolo Ø delante del valor de la tolerancia (figura 14.20B).

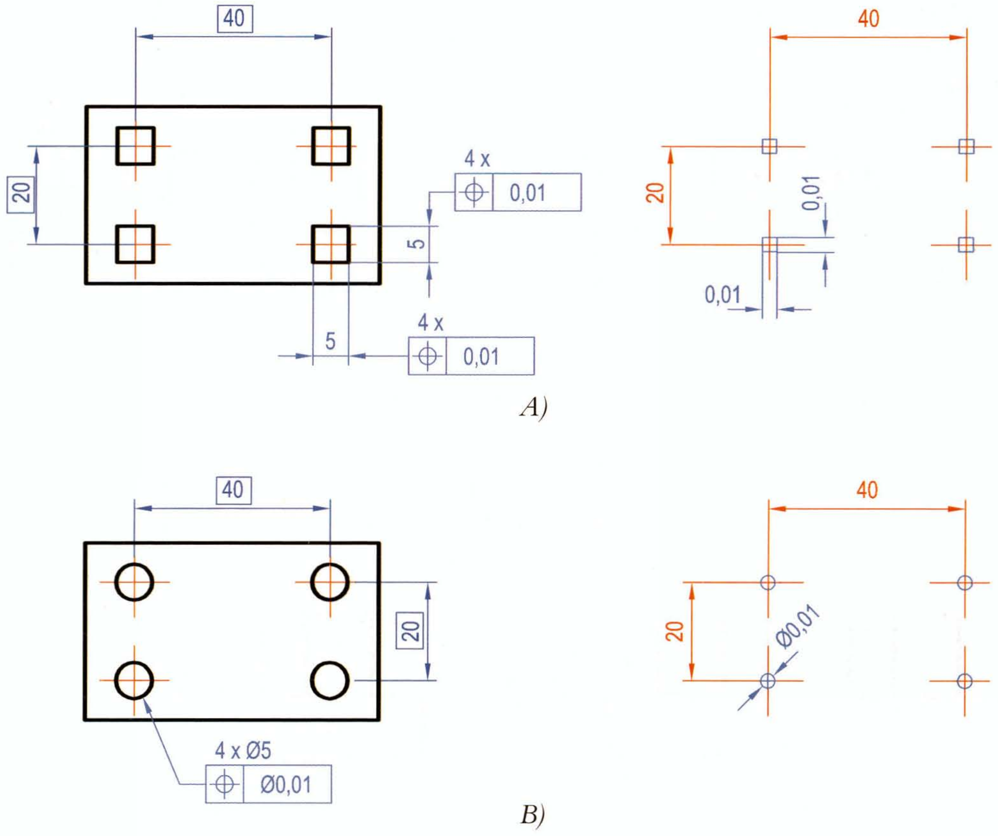


Figura 14.20. Zonas de tolerancia para tolerancias de posición.

14.4.2. Zonas individuales con igual tolerancia

Cuando existan elementos diferentes con zonas individuales de tolerancia del mismo valor, las tolerancias geométricas se pueden especificar según se indica en la figura 14.21A.

Según se puede ver en la figura 14.21B, las zonas de tolerancia para cada elemento son independientes entre sí.

14.4.3. Indicación de "zona común"

Cuando se pretenda definir una zona común para varios elementos diferentes, se debe indicar con el texto *CZ*, situado dentro del rectángulo de tolerancia, detrás del valor de la tolerancia (figura 14.22A). En la figura 14.22B se puede ver también la interpretación de esta zona de tolerancia, situada tangente a los dos puntos superiores del conjunto de los tres cilindros, común para las tres caras superiores.

14.4.4. Tolerancias geométricas aplicadas a longitudes parciales de elementos

Si la tolerancia se aplica a una longitud limitada, aplicada sobre el elemento geométrico en cualquier lugar, el valor de esta longitud se indicará a continuación del valor de la tolerancia, separada mediante un trazo oblicuo (figura 14.23). La tolerancia especificada (figura 14.23B) significa que cualquier tramo del eje del cilindro debe poder inscribirse dentro de una zona de tolerancia de dimensiones Ø0,1 × 10. En el caso de una superficie se utiliza la misma indicación, significando que la tolerancia se aplica a todas las líneas de la longitud delimitada en cualquier posición y en cualquier dirección.

Si la tolerancia sobre el elemento se completa con otra limitada más pequeña aplicada en cualquier lugar, esta última se indicará debajo de la anterior (figura 14.24A). En las figuras 14.24B y 14.24C se muestra su interpretación. Los dos cilindros de las figuras 14.24B y 14.24C cumplen

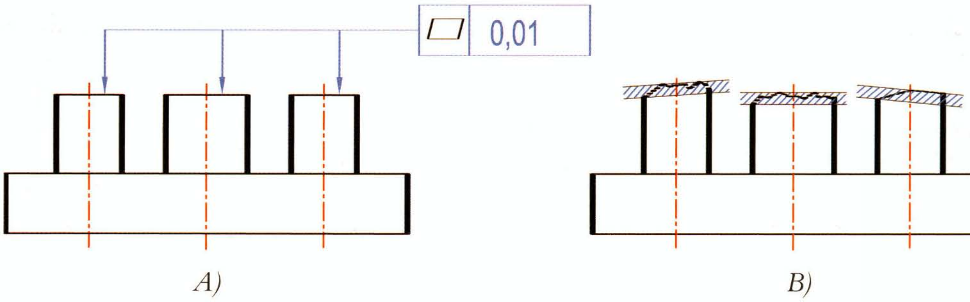


Figura 14.21. Zonas de tolerancia de igual valor aplicadas a elementos diferentes.

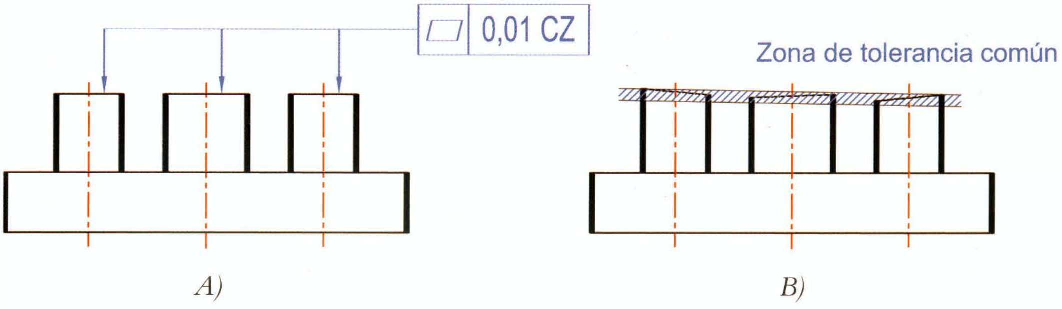


Figura 14.22. Indicación de "zona común".

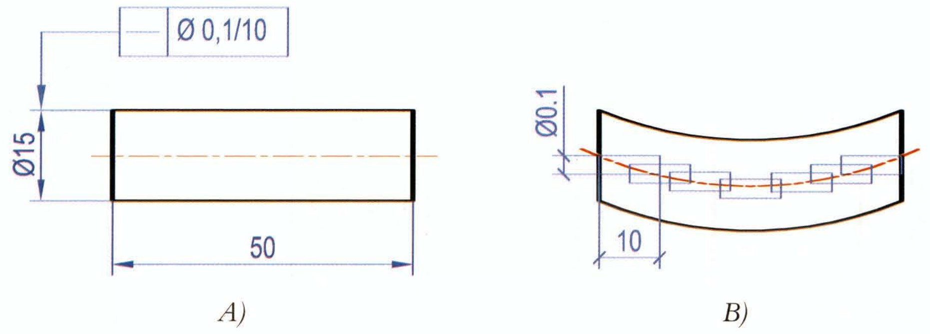


FIGURA 14.23. TOLERANCIAS APLICADAS A LONGITUDES PARCIALES DE ELEMENTOS.

con la tolerancia de rectitud principal al estar comprendidos totalmente dentro de una zona de tolerancia cilíndrica de diámetro Ø0,1 que cubre la longitud total del eje. El eje de la figura 14.24B cumple con la tolerancia limitativa ya que cualquier tramo del eje se puede inscribir dentro de la zona limitativa de dimensiones Ø0,02 × 10. Sin embargo, el de la figura 14.24C no cumple con la limitación de los tramos de 10 en la parte izquierda de la figura 14.14C, ya que ese tramo de eje no se puede inscribir dentro de la zona de dimensiones Ø0,02 × 10.

Si la tolerancia o el elemento de referencia se debe aplicar sólo a una parte delimitada del elemento, dicha parte se define con ayuda de una línea gruesa de trazo y punto, y se acotará esta parte como se indica en la figura 14.25.

14.4.5. TOLERANCIA APLICADA A UN CONTORNO O A UNA SUPERFICIE COMPLETA

Cuando la tolerancia de un perfil se aplica a todo el contorno de una sección transversal (figura 14.26A) o cuando se aplica a una superficie completa que delimita un contorno (figura 14.26B), se usa el símbolo "todo alrededor",

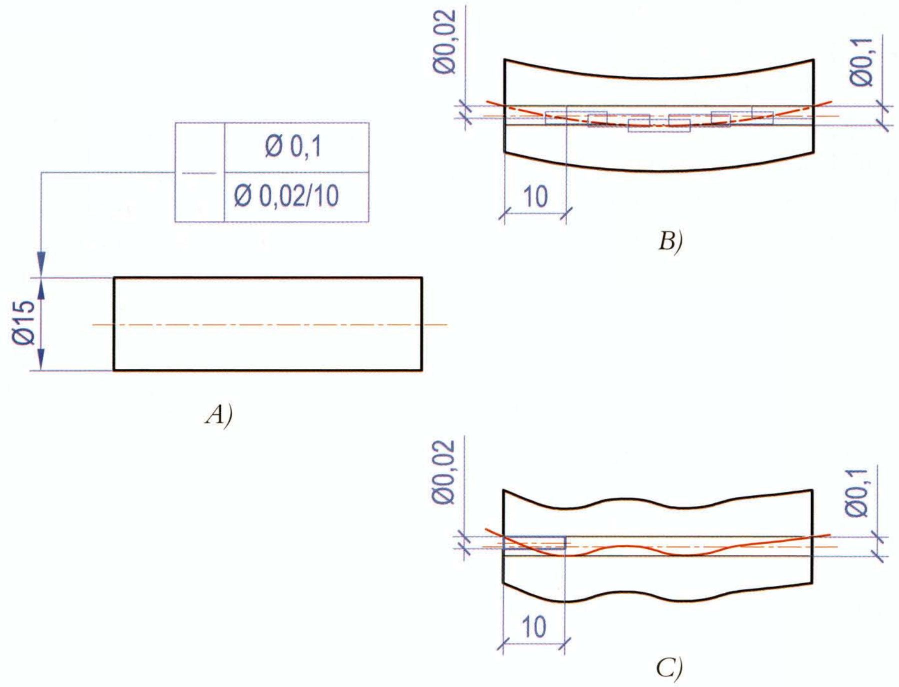


FIGURA 14.24. TOLERANCIA QUE LIMITA A OTRA.

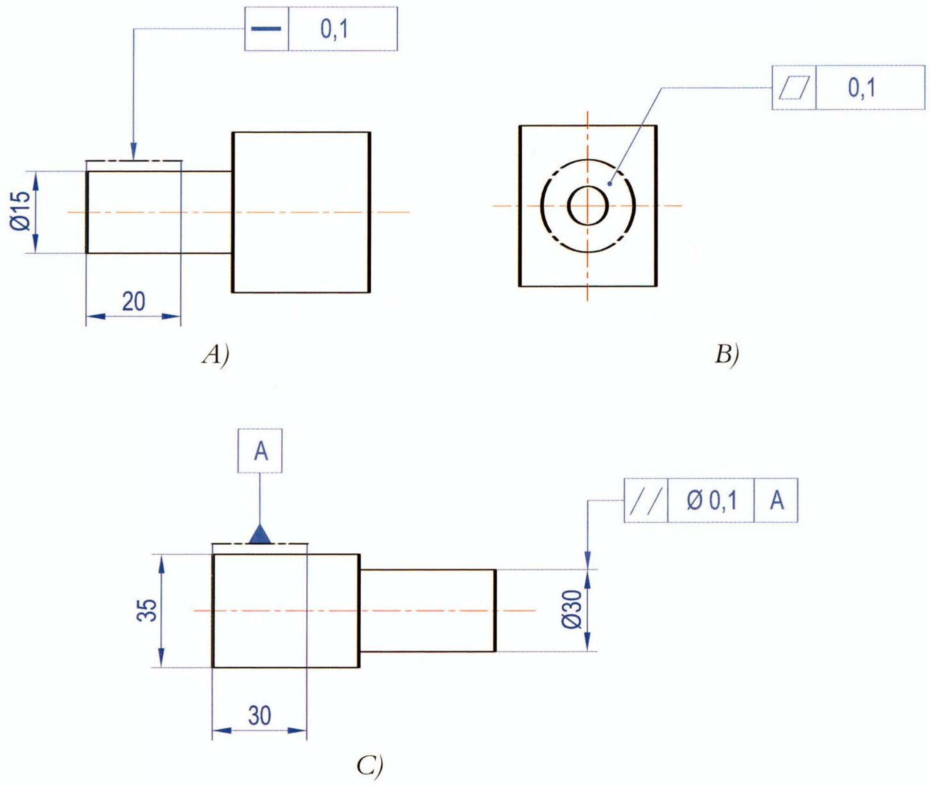


FIGURA 14.25. TOLERANCIAS APLICADAS A UNA PARTE LIMITADA DEL ELEMENTO.

consistente en un pequeño círculo situado en el quiebro de la línea de referencia de la tolerancia. El símbolo "todo alrededor" no afecta a la pieza completa, sino a las superficies identificadas por la indicación de la tolerancia y representadas por la línea exterior. Así, en la figura 14.26B, la tolerancia de perfil de superficie afecta a la superficie del contorno, pero no a las caras planas frontal y trasera.

14.4.6. TOLERANCIAS Y REFERENCIAS ESPECIFICADAS PARA ROSCAS, ACANALADURAS Y ENGRANAJES

Las tolerancias y las referencias especificadas para roscas se aplican al eje del diámetro nominal, salvo indicación expresa. Para engranajes y acanaladuras, las tolerancias y las referencias especificadas deberán designar el diámetro al que se aplique.

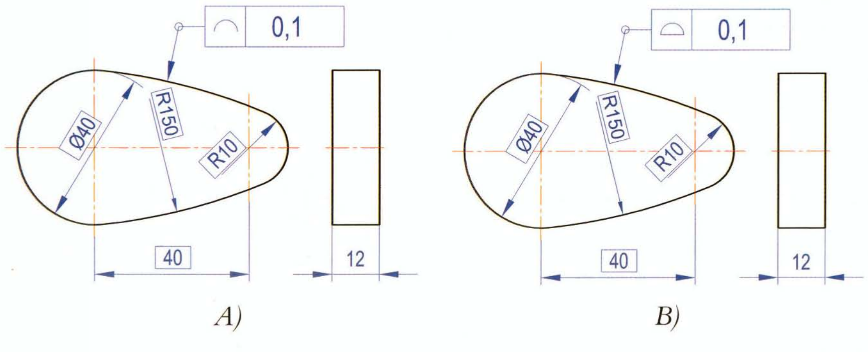


FIGURA 14.26. TOLERANCIA APLICADA A UN CONTORNO O A UNA SUPERFICIE COMPLETA.

Se indicará *PD* para el diámetro primitivo, *MD* para el diámetro exterior o *LD* para el diámetro interior.

La figura 14.27A muestra una rosca donde se especifica que la tolerancia se aplica al eje de su diámetro exterior. La figura 14.27B muestra un engranaje donde se especifica que la tolerancia se aplica al eje de su diámetro primitivo. La figura 14.27C muestra una acanaladura donde se especifica que la referencia se aplica al eje de su diámetro interior.

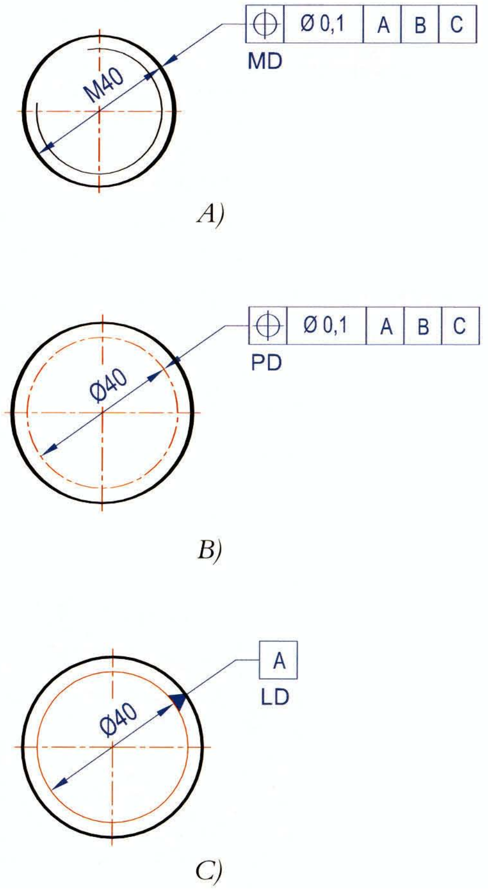


FIGURA 14.27. TOLERANCIAS Y REFERENCIAS ESPECIFICADAS PARA ROSCAS, ENGRANAJES Y ACANALADURAS.

14.5. INTERPRETACIÓN DE LAS DISTINTAS TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS

Seguidamente se indican algunos ejemplos comentados de interpretación de los distintos tipos de tolerancias geométricas.

14.5.1. TOLERANCIAS DE FORMA

Se utilizan para definir los errores en la forma de un elemento (en realidad, de la superficie exterior del elemento) con relación a sí mismo, sin referirla a otros elementos.

Planitud

La tolerancia de planitud se utiliza en juntas, cierres e interfaces de piezas de unión para mejor contacto con otra superficie. La indicación de la tolerancia debe tocar a la superficie o a una línea auxiliar de prolongación (figura 14.28A). La zona de tolerancia está formada por dos planos paralelos separados la tolerancia, uno de ellos tangente a los tres puntos más exteriores de la superficie que se desea controlar (figuras 14.28B y 14.28C).

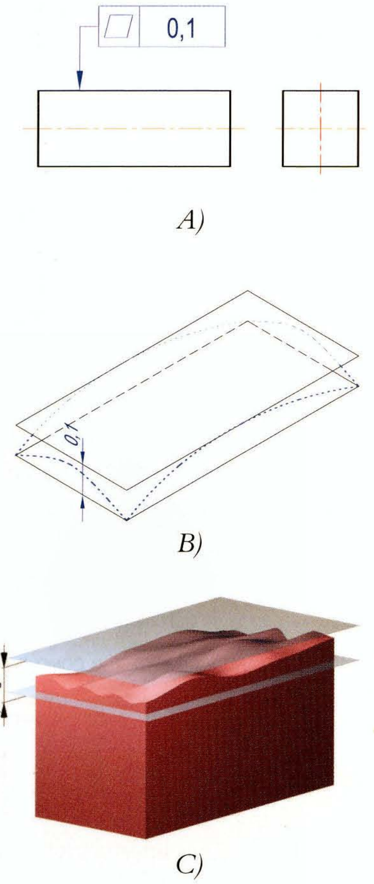


FIGURA 14.28. TOLERANCIA DE PLANITUD. EJEMPLO E INTERPRETACIÓN.

Rectitud

Como elemento de control de superficies, la zona de tolerancia debe tocar directamente un elemento extraído de la superficie, como por ejemplo una recta de un plano o una generatriz de un cono o de un cilindro (figura 14.29A). La interpretación que se debe dar es que la tolerancia de rectitud se aplica a cualquier recta perteneciente a la superficie (en el caso de la figura 14.29A, a cualquier generatriz del cilindro). La zona de tolerancia está formada por dos líneas paralelas a cada elemento línea de la superficie, separadas la tolerancia, una de ellas definida por los dos puntos más exteriores de la línea de la superficie (figuras 14.29B y 14.29C). Se utiliza para controlar la forma de superficies, como por ejemplo la conicidad.

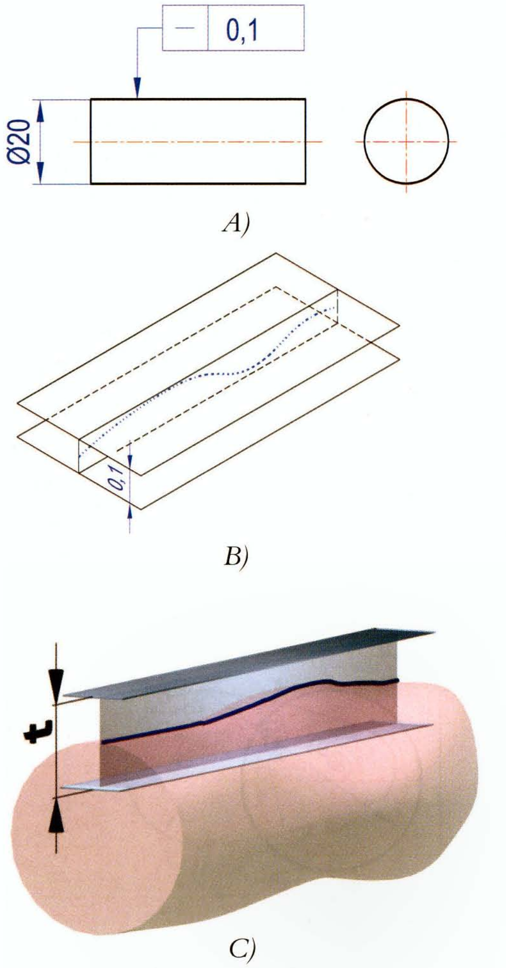


FIGURA 14.29. TOLERANCIA DE RECTITUD COMO CONTROL DE SUPERFICIE.

Como elemento de control de un eje o de un plano medio, si se aplica a un eje la indicación de la tolerancia debe hacerse en prolongación de la línea de cota que define el eje (figura 14.30A). El eje del elemento debe estar dentro de un cilindro de diámetro la tolerancia.

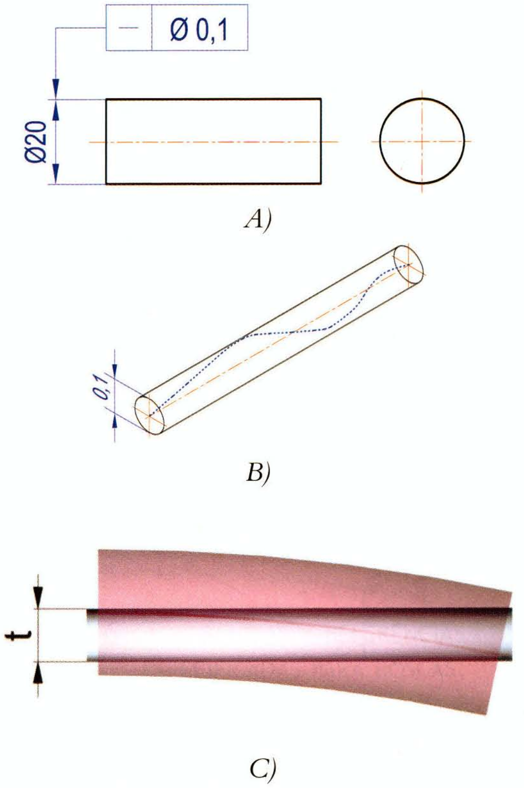


FIGURA 14.30. TOLERANCIA DE RECTITUD COMO CONTROL DE UN EJE.

Redondez

La indicación de la tolerancia se debe hacer tocando la superficie (figura 14.31A). La tolerancia se refiere entonces a cualquier elemento circular perteneciente a la superficie. La zona de tolerancia se sitúa como una corona circular con el círculo exterior circunscrito al contorno de la sección (por lo tanto, tangente a los tres puntos más exteriores) y con el círculo interior separado hacia el interior la tolerancia especificada (figura 14.31B) o colocando el círculo interior de la corona circular inscrito en el contorno real de la sección (figura 14.31C). No se controla ni se fija la posición de esta corona circular; es decir, la zona de tolerancia se

sitúa con el círculo exterior tangente a los tres puntos más externos de la sección, y su centro no tiene por qué ser coincidente con el centro geométrico nominal. Su especificación impone que cualquier sección recta del elemento controlado debe estar entre dos círculos separados radialmente la tolerancia. Se utiliza para limitar el ovalamiento del diámetro de un árbol, problema que puede causar fallos prematuros de cojinetes y rodamientos.

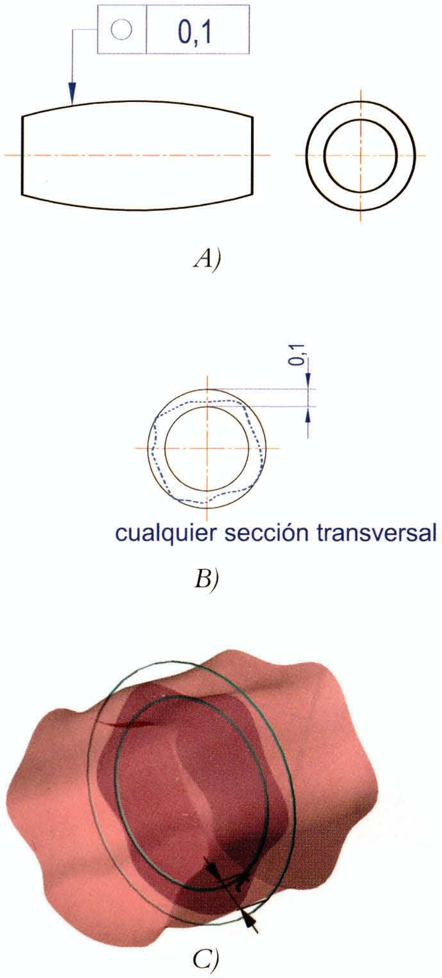


FIGURA 14.31. TOLERANCIA DE REDONDEZ.

Cilindricidad

La tolerancia se especifica sobre la superficie de un elemento cilíndrico (figura 14.32A). La forma de la zona de tolerancia son dos cilindros coaxiales con una diferencia de radios igual a la

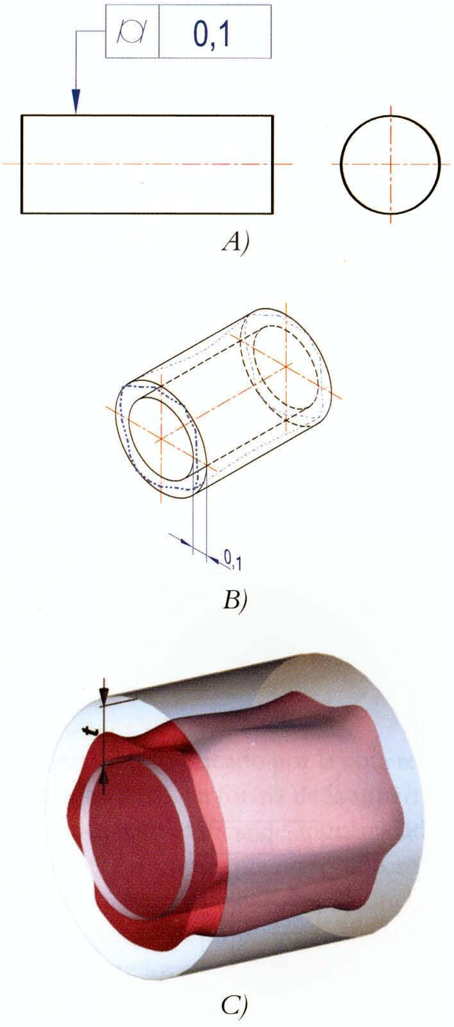


FIGURA 14.32. TOLERANCIA DE CILINDRICIDAD.

tolerancia, situados el exterior tangente a la superficie real (figura 14.32B) o el interior tangente a la superficie (figura 14.32C). No se controla la posición ni la orientación del eje geométrico del cilindro. Es un control simultáneo de redondez, rectitud y abombamiento de un árbol.

14.5.2. TOLERANCIAS DE ORIENTACIÓN

Los controles de orientación necesitan siempre una referencia, ya que relacionan dos elementos y definen la orientación de elementos en una pieza. Se usan cuando los límites establecidos por otras cotas y otros controles geométricos no son suficientes para garantizar la función o la intercambiabilidad de la pieza.

Se pueden aplicar a superficies reales (como caras de una pieza) a planos de simetría o a ejes de elementos. El elemento de referencia puede ser también una superficie real, un plano de simetría o un eje de un elemento.

En los ejemplos de tolerancias de orientación que se presentan se muestran varias combinaciones de estos elementos. Asimismo, se muestra cómo las tolerancias de orientación controlan también indirectamente errores de forma de rectitud y planitud.

Paralelismo

La figura 14.33A marca una especificación de paralelismo entre los ejes de dos cilindros. Se considera que el eje del cilindro superior cumple la tolerancia de paralelismo especificada cuando está dentro de un cilindro de eje paralelo al eje de referencia y de diámetro la tolerancia (figura 14.33B). Esta tolerancia controla no sólo la orientación, sino también la forma del eje del elemento superior, ya que al especificar que el eje debe estar dentro de una zona de tolerancia cilíndrica, se admiten también errores de rectitud del eje (figura 14.33C).

Perpendicularidad

La figura 14.34A marca una especificación de perpendicularidad del eje de un cilindro con respecto a un plano. El eje del elemento es perpendicular al plano de referencia cuando está situado dentro de un cilindro de eje perpendicular al plano de referencia y de diámetro la tolerancia (figura 14.34B). Al aplicarse una zona de tolerancia cilíndrica al eje, también se admiten errores de rectitud de éste siempre que dicho eje no sobrepase la zona de tolerancia.

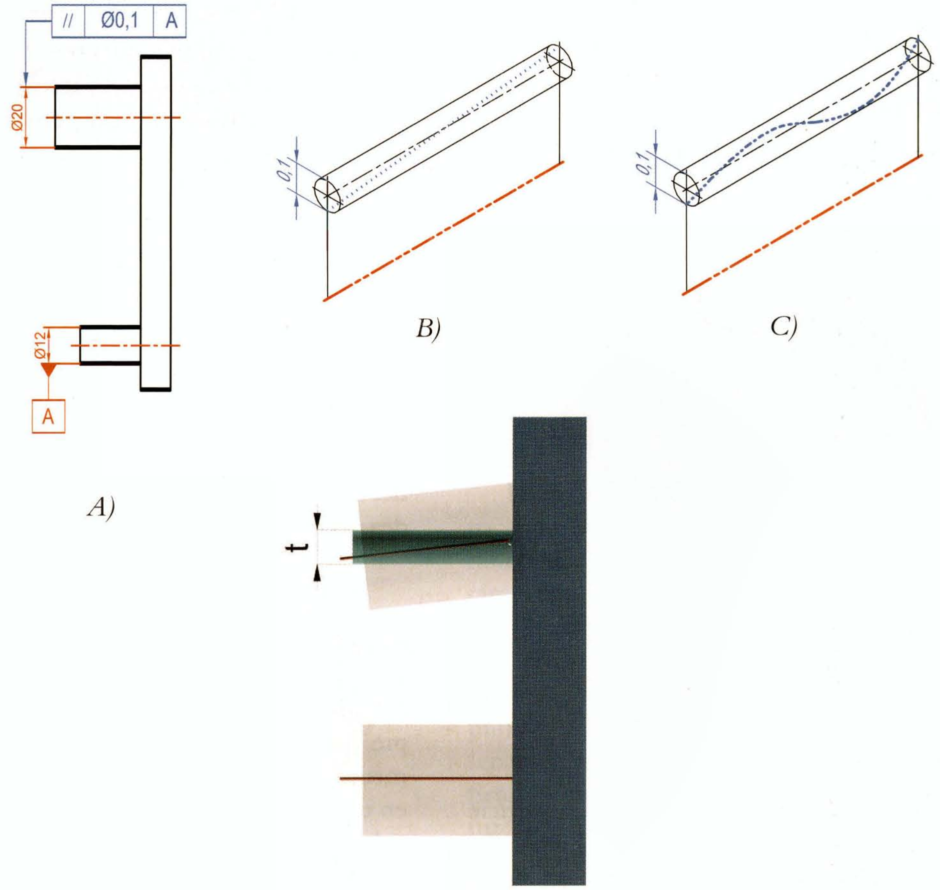


FIGURA 14.33. TOLERANCIA DE PARALELISMO.

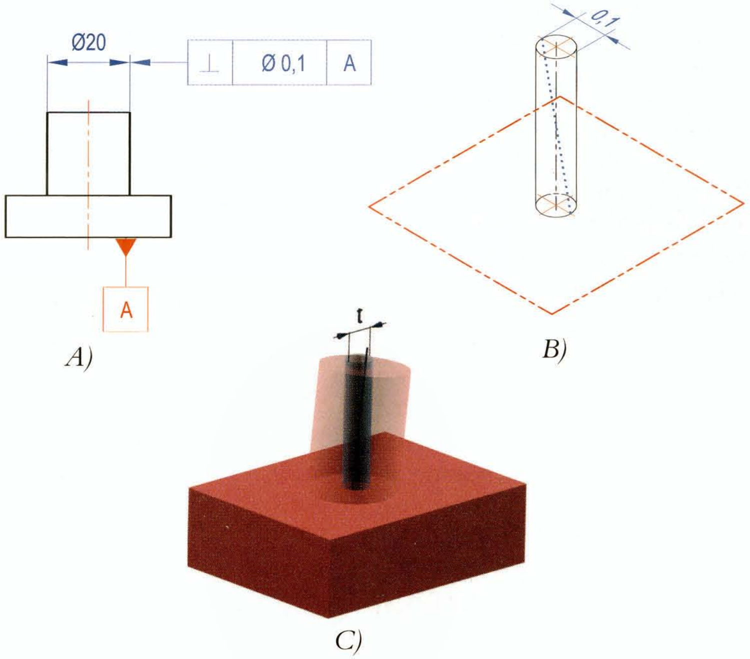


FIGURA 14.34. TOLERANCIA DE PERPENDICULARIDAD.

Angularidad

La figura 14.35A muestra una especificación de angularidad del plano de simetría de la parte superior de la pieza con respecto a un plano horizontal. La zona de tolerancia son dos planos paralelos, separados el valor de la tolerancia, que forman un ángulo con respecto al plano horizontal igual al especificado por la cota recuadrada (figura 14.35B). La forma de la superficie a la que se aplica la tolerancia de angularidad puede ser cualquiera, siempre que no sobrepase la zona de tolerancia. Por esta razón, la tolerancia de angularidad aplicada a un plano controla también indirectamente los errores de planitud del mencionado plano.

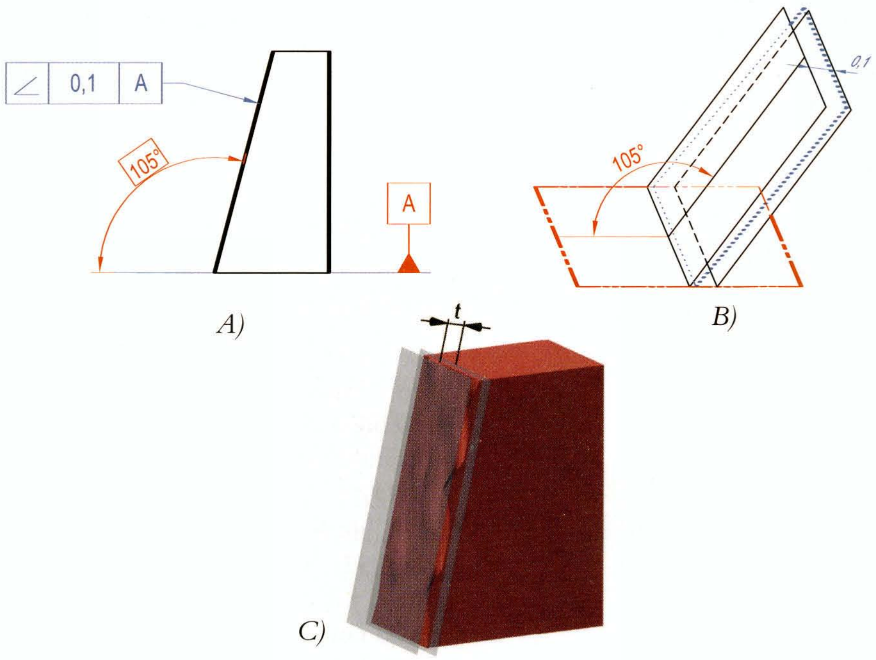


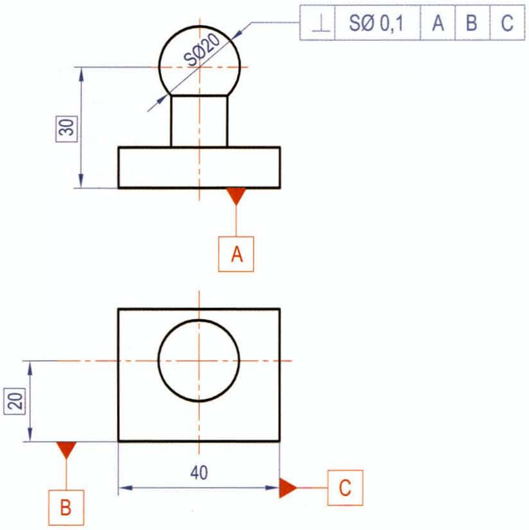
FIGURA 14.35. TOLERANCIA DE ANGULARIDAD.

■ 14.5.3. Tolerancias de situación

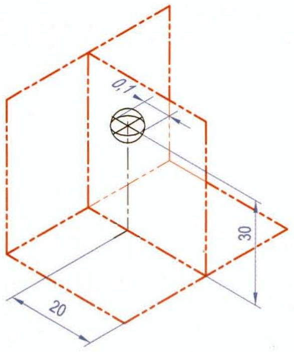
Las tolerancias se aplican siempre a ejes de elementos o a planos de simetría, y se utilizan para definir su situación. Van siempre acompañadas de cotas recuadradas que marcan la posición de las zonas de tolerancia. Las zonas de tolerancia pueden ser cilíndricas, cuando la tolerancia se aplica a ejes de elementos de revolución, o pueden ser dos planos paralelos, cuando la tolerancia se aplica a posiciones de planos de simetría. En general, siempre requieren referencias.

Tolerancia de posición

En la figura 14.36A se ha especificado una tolerancia de posición con zona de tolerancia esférica para posicionar un punto en el espacio.

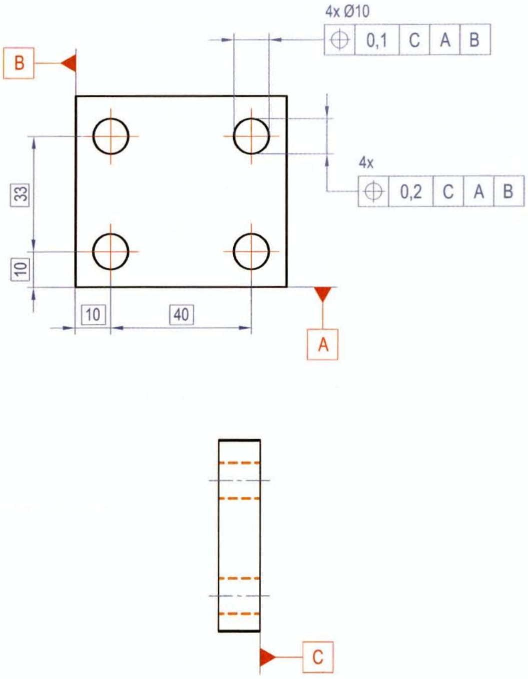


A)

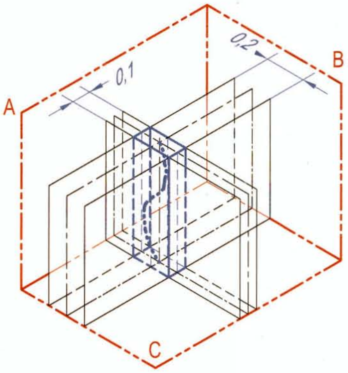


B)

Figura 14.36. Tolerancia de posición con zona de tolerancia esférica.



A)



B)

Figura 10.37. Tolerancia de posición con zona de tolerancia prismática.

Se establece un sistema de referencia A-B-C y con respecto a él se utilizan dos cotas teóricamente exactas para situar el centro, zona de tolerancia esférica (figura 14.36B).

En la figura 14.37A se ha especificado una tolerancia de posición para los cuatro taladros limitada por dos parejas de planos paralelos entre sí y dispuestos simétricamente con respecto a las cotas teóricamente exactas que sitúan los ejes de los taladros. La zona de tolerancia es entonces prismática (figura 14.37B). En la figura

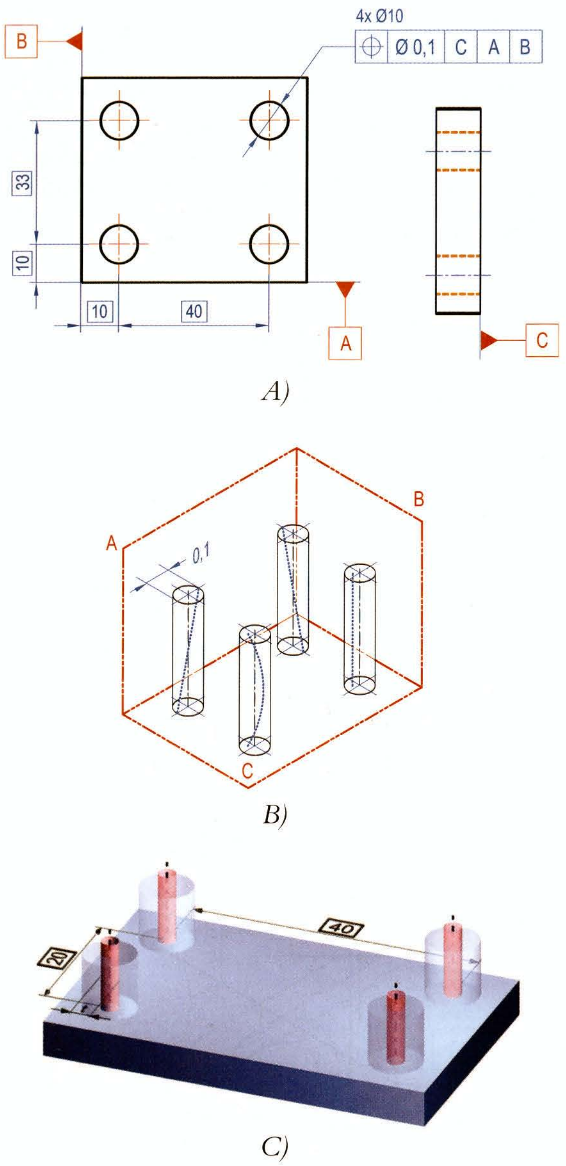


FIGURA 14.38. TOLERANCIA DE POSICIÓN CON ZONA DE TOLERANCIA CILÍNDRICA.

14.37B se ha indicado solamente la zona de tolerancia para la posición de uno de los agujeros.

En la figura 14.38A se ha especificado una tolerancia de posición para los cuatro taladros definida por unas zonas de tolerancia cilíndricas y centradas donde se marcan las cotas teóricamente exactas. La zona de tolerancia es entonces un cilindro para cada agujero, con sus respectivos ejes situados por la cotas teóricamente exactas (figura 14.38B).

Las tolerancias de posición aplicadas a ejes, tanto con zonas rectangulares como con prismáticas, permiten absorber errores de orientación (paralelismo entre ejes de agujeros o perpendicularidad de cada eje con respecto al plano de la base, por ejemplo), así como de rectitud de los ejes (figuras 14.38B y 14.38C).

Tolerancia de coaxialidad

Se aplica a ejes de elementos de revolución. La figura 14.39A presenta una especificación de coaxialidad del eje del cilindro de Ø20 con respecto al eje del cilindro de Ø30. La zona de tolerancia es un cilindro coaxial con el eje de la referencia. El punto medio de cualquier pareja de puntos diametralmente opuestos debe estar dentro de la zona de tolerancia (figura 14.39B), formada por un cilindro coaxial con el eje de referencia y de diámetro igual a la tolerancia. Se usa para garantizar el equilibrado de piezas, la uniformidad de espesores de paredes o aplicaciones que requieran distribuciones de masa uniformes.

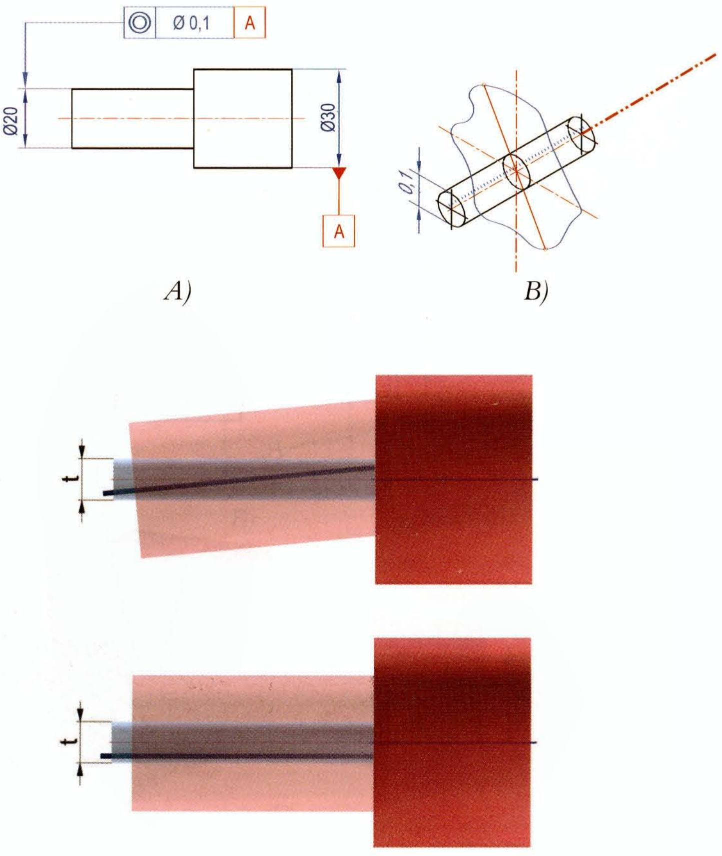


FIGURA 14.39. TOLERANCIA DE COAXIALIDAD.

Tolerancia de simetría

Se aplica a planos medios de superficies. La figura 14.40A presenta una especificación de coaxialidad del plano medio definido por la cota de 20 con respecto al plano medio definido por la cota de 30. La zona de tolerancia está formada por dos planos paralelos centrados con la referencia. El punto medio de cualquier pareja de puntos simétricamente opuestos debe estar dentro de la zona de tolerancia (figura 14.40B), formada por dos planos paralelos, simétricos respecto a la referencia y separados la tolerancia. Se usa para conseguir la uniformidad de espesores de paredes o para aplicaciones que requieran distribuciones de masa uniformes.

14.5.4. Tolerancias de alabeo

Se utilizan para realizar controles combinados de forma, orientación y situación de elementos de revolución. Siempre requieren referencia.

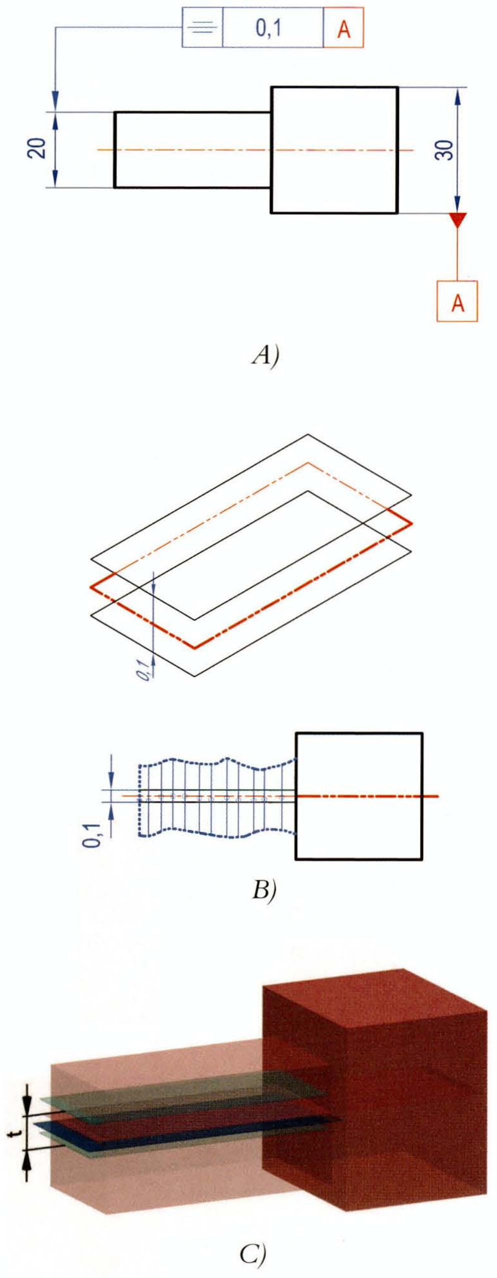


Figura 14.40. Tolerancia de simetría.

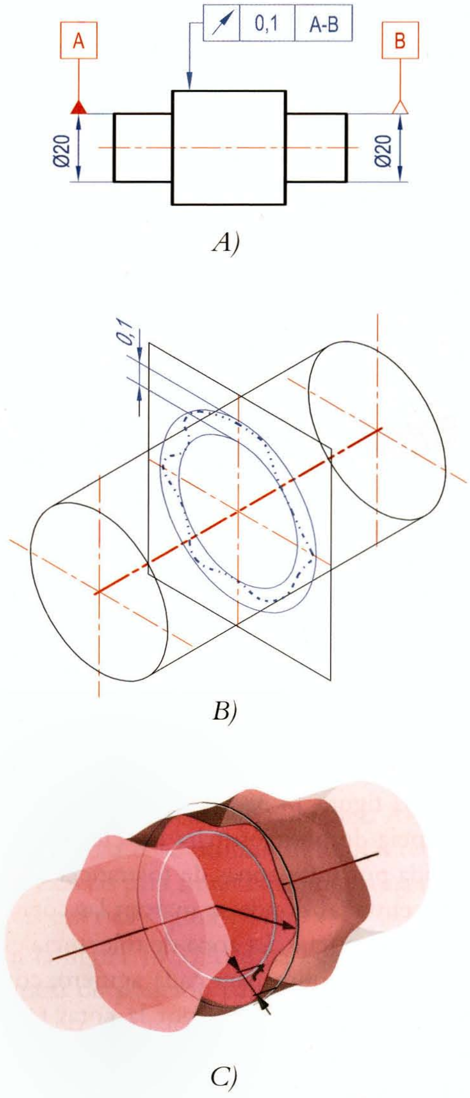


Figura 14.41. Tolerancia de alabeo radial.

Alabeo radial

Se establece para cualquier sección circular de la superficie a la que se aplica (figura 14.41A). La zona de tolerancia está formada por dos círculos coaxiales centrados en la referencia (eje de giro). El círculo mayor es tangente a la superficie exterior de la pieza (figura 14.41B). Controla simultáneamente la redondez y el descentramiento de un círculo.

En la tolerancia especificada en la figura 14.41, en cualquier sección recta la variación del radio no debe ser mayor que la tolerancia en una vuelta completa.

Alabeo axial

Se aplica a superficies de revolución o a superficies planas perpendiculares a un eje de giro, considerado como referencia (figura 14.42A). La zona de tolerancia está formada por dos superficies (normalmente cilindros) coaxiales centrados en la referencia (eje de giro). La superficie de revolución exterior (normalmente el cilindro mayor) es tangente a la superficie exterior de la pieza (figura 14.42B). Controla simultáneamente cilindricidad, orientación (paralelismo normalmente) y descentramiento del eje de una superficie de revolución.

14.5.5. Tolerancias de perfiles

Se aplican a formas que son difíciles de controlar con otras tolerancias. No se aplican ni a ejes de revolución ni a planos de simetría. La línea o la superficie media con respecto a la que se sitúa centrada la zona de tolerancia se define mediante referencias y cotas recuadradas.

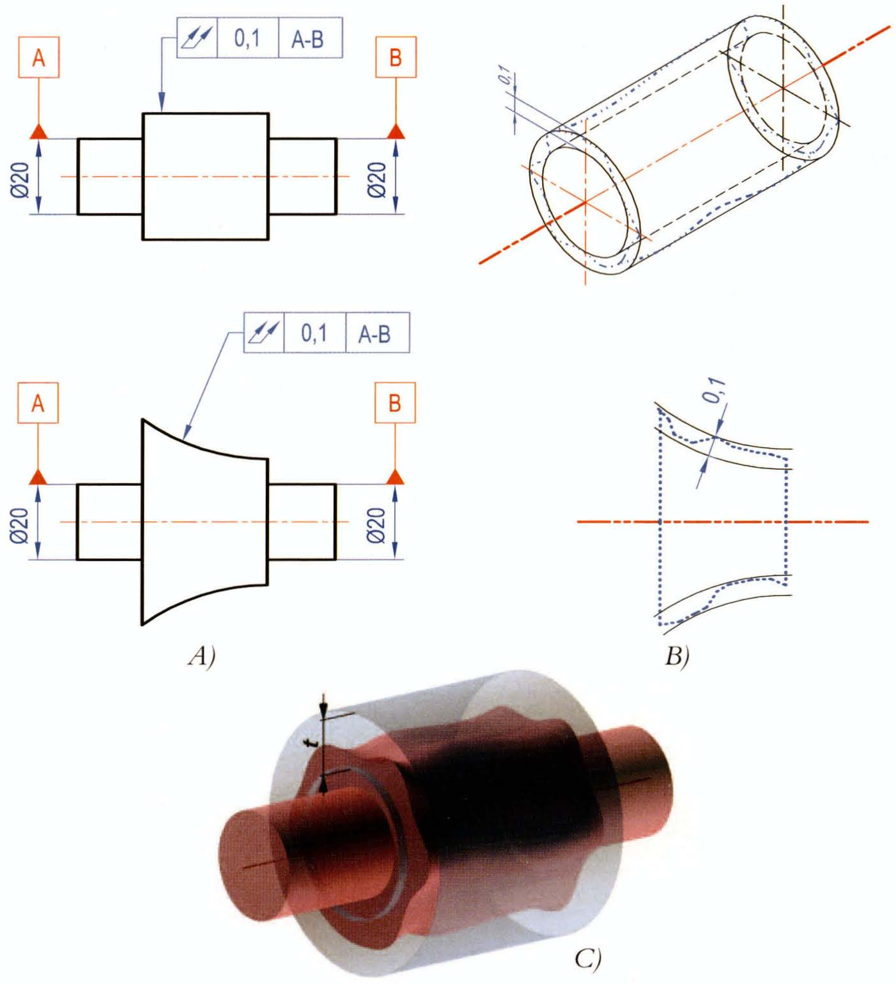


Figura 14.42. Tolerancia de alabeo axial.

Perfil de línea

Se aplica a secciones y a cortes de piezas. Si el perfil de una línea no está relacionado con una referencia, se indica la tolerancia de perfil de línea sin especificar referencia (figura 14.43A). La zona de tolerancia la forman dos líneas, equidistantes del contorno nominal, separadas entre sí la tolerancia. En la figura 14.43B, el contorno de la pieza cumple con la forma nominal cuando está totalmente comprendido entre dos contornos envolventes de círculos con centros situados sobre el contorno nominal y de diámetro la tolerancia.

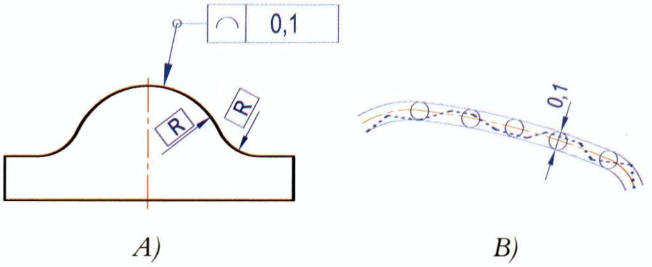


FIGURA 14.43. TOLERANCIA DE PERFIL DE LÍNEA SIN ESPECIFICACIÓN DE REFERENCIA.

Si para definir el perfil se necesita situar elementos del mismo, se usan cotas teóricamente exactas y referencias (figura 14.44A). La zona de tolerancia la forman dos líneas, equidistantes del contorno nominal, separadas entre sí la tolerancia, situando la línea nominal según establecen las referencias y las cotas teóricamente exactas (figura 14.44B).

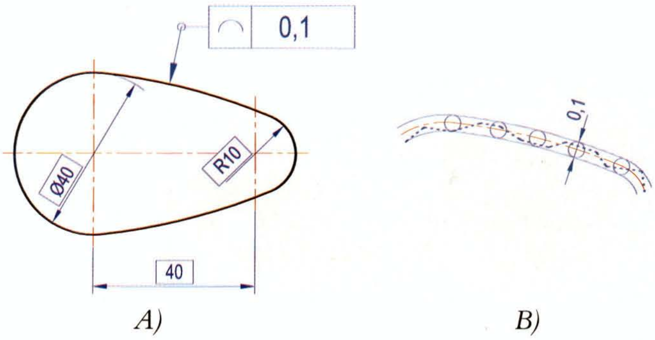


FIGURA 14.44. TOLERANCIA DE PERFIL DE LÍNEA SIN ESPECIFICACIÓN DE REFERENCIA.

Las acotaciones por coordenadas o con acotación acumulada superpuesta se establecen como se indica en la figura 14.45.

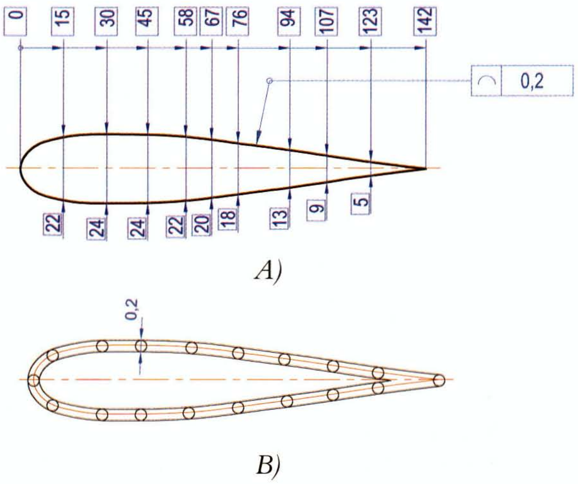


FIGURA 14.45. TOLERANCIAS CON COTAS ACUMULADAS SUPERPUESTAS.

Perfil de superficie

Se aplica a piezas que tienen sección constante, superficies de revolución, piezas soldadas, forjas, fundiciones, piezas donde es útil un requisito conjunto. La zona de tolerancia la constituyen dos superficies equidistantes a la superficie nominal separadas entre sí la tolerancia. Si no se necesita establecer referencias ni la situación del elemento, se indica como aparece en la figura 14.46.

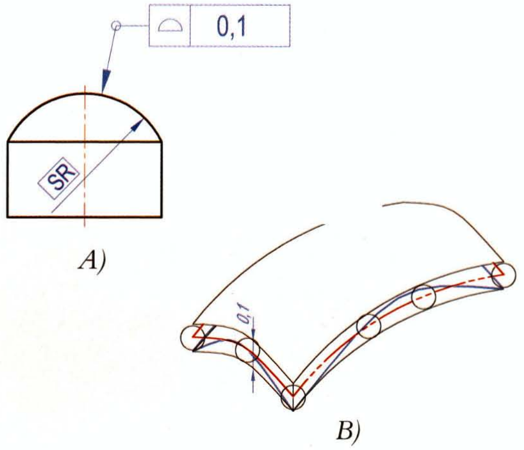


FIGURA 14.46. TOLERANCIA DE PERFIL DE SUPERFICIE SIN ESPECIFICACIÓN DE REFERENCIAS.

Si se necesita establecer cotas de situación de la zona de tolerancia y sistema de referencias, se indicarán como aparece en la figura 14.47.

En los ejemplos de las figuras 14.46 y 14.47, se considera que una superficie tiene la forma especificada cuando está totalmente comprendida entre dos superficies envolventes de esferas con centros situados sobre la superficie nominal y de diámetro la tolerancia.

Cuando las tolerancias de perfil de línea o de superficie se aplican a superficies planas, cilíndricas, rectas o circulares, estas tolerancias controlan indirectamente también planitud, cilindricidad, rectitud o redondez.

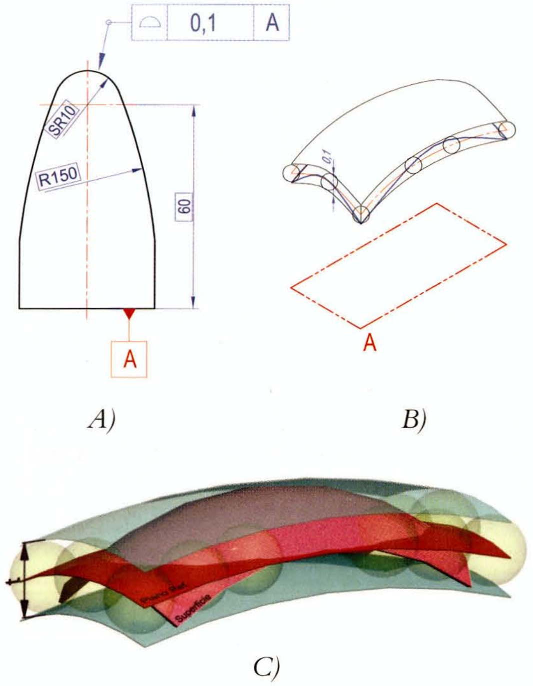


FIGURA 14.47. TOLERANCIA DE PERFIL DE SUPERFICIE.

14.6. TOLERANCIAS GENERALES GEOMÉTRICAS

Al igual que en el capítulo sobre las tolerancias dimensionales, es posible determinar una tolerancia geométrica general que afecte a los elementos de la pieza, incluso cuando no estén afectados por una tolerancia geométrica específica. Esta tolerancia está íntimamente relacionada con la precisión y el trabajo del taller donde se mecanizan las piezas.

Tal norma no afecta sin embargo a las tolerancias geométricas de cilindricidad, perfil de una línea o superficie cualquiera, angularidad, coaxialidad, posición o alabeo axial.

14.6.1. TOLERANCIAS PARA ELEMENTOS AISLADOS

Redondez y planitud

En la tabla 14.2 se encuentran los valores definidos por la norma ISO 2768 (UNE-EN 22768-2: 1994). Para la rectitud debe tomarse el valor de la longitud de la línea correspondiente en milímetros, y para la planitud la mayor de las dimensiones de la superficie o el diámetro si se trata de una superficie circular.

Redondez

La tolerancia general de redondez es igual, en valor numérico, a la tolerancia del diámetro, pero en ningún caso puede ser mayor que el valor correspondiente a la tolerancia de alabeo radial dado en la tabla 14.5.

Clase	**Tolerancias de rectitud y planitud, por campos de longitudes nominales (en mm)**					
Designación	Hasta 10	Más de 10 Hasta 30	Más de 30 Hasta 100	Más de 100 Hasta 300	Más de 300 Hasta 1.000	Más de 1.000 Hasta 3.000
H	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

TABLA 14.2. *Tolerancias geométricas generales de rectitud y planitud.*

14.6.2. Tolerancias para elementos asociados

Se aplican a elementos que estén en relación unos con otros, sin tolerancia geométrica específica, y que no estén incluidos en las excepciones de las normas.

Tolerancias de paralelismo

Se debe tomar el valor máximo entre la tolerancia dimensional y la correspondiente a la tabla 14.2 aplicada al valor máximo de la longitud de los elementos asociados. Como referencia especificada se considerará el elemento más largo de los dos.

Tolerancias de perpendicularidad

Se debe tomar como referencia la de mayor longitud de los dos elementos que formen el ángulo recto, y se aplica la tabla 14.3.

Tolerancias de simetría

Al igual que en los casos anteriores, se tomará como referencia el elemento de mayor longitud, aplicando la tabla 14.4.

Tolerancias de alabeo

Las tolerancias generales de alabeo (radial o axial) aparecen en la tabla 14.5. Si existen superficies portantes designadas, se deben tomar éstas como referencia. Si no, se tomará el elemento de mayor longitud.

Clase	Tolerancias de alabeo
H	0,1
K	0,2
L	0,5

TABLA 14.5. *Tolerancias geométricas generales de alabeo.*

Cuadro de rotulación

Al igual que en las tolerancias dimensionales generales, se debe indicar junto al cuadro de rotulación la tolerancia geométrica general que afecte a la pieza, poniendo el nombre de la norma ISO y a continuación la calidad de la tole-

Clase	**Tolerancias de perpendicularidad, por campos de longitudes nominales (en mm)**			
Designación	Hasta 100	Más de 100 Hasta 300	Más de 300 Hasta 1.000	Más de 1.000 Hasta 3.000
H	0,2	0,3	0,4	0,5
K	0,4	0,6	0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

TABLA 14.3. *Tolerancias geométricas generales de perpendicularidad.*

Clase	**Tolerancias de simetría, por campos de longitudes nominales (en mm)**			
Designación	Hasta 100	Más de 100 Hasta 300	Más de 300 Hasta 1.000	Más de 1.000 Hasta 3.000
H	0,5	0,5	0,5	0,5
K	0,6	0,6	0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

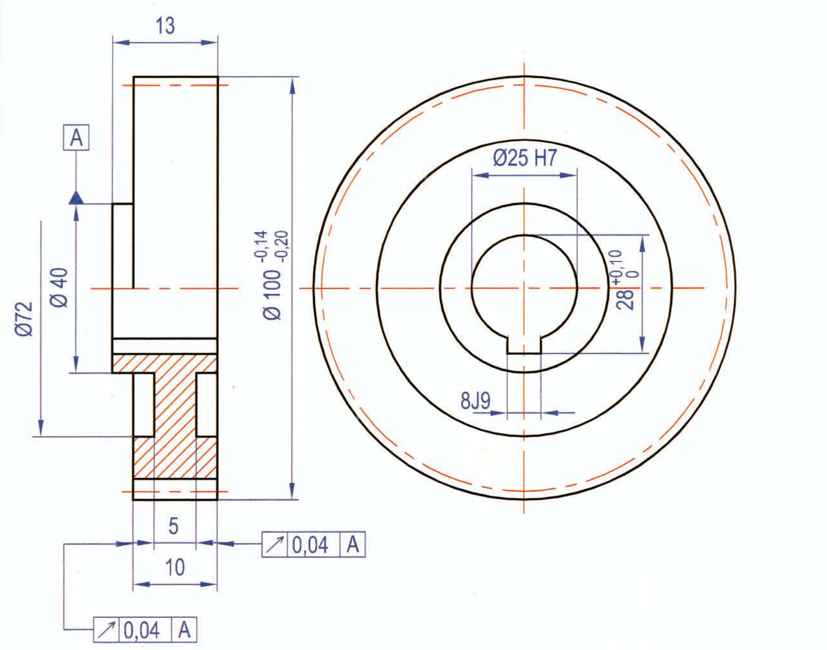
TABLA 14.4. *Tolerancias geométricas generales de simetría.*

rancia. Las tolerancias generales dimensionales y geométricas pueden estar combinadas. Las tolerancias geométricas siempre se indican en letras mayúsculas, y las dimensionales en minúsculas.

Así, la indicación ISO 2768-H implica una tolerancia geométrica general de clase de tolerancia *H* para toda la pieza. La anotación ISO 2768-vL se refiere a una tolerancia dimensional general de clase *v* y una tolerancia geométrica de clase *L* (figura 14.48).

14.7. Relación entre tolerancias dimensionales y geométricas

Cuando se establecen tolerancias dimensionales, éstas controlan medidas o dimensiones de una pieza (distancia entre dos puntos o entre dos planos, diámetro de un cilindro, ángulo entre dos planos, etc.), pero no controlan ni la forma, ni la posición, ni la orientación que tengan los elementos a los que se aplica la tolerancia



DATOS DE LA RUEDA		
Módulo	m	2
N °de dientes	Z1	48
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	96
Medida Y entre 6 dientes	K	33,816
Distancia entre ejes	C	68
Rueda conjugada	Z2	20
	Plano n°	24.102.12

Tolerancia general *ISO 2768-vL*

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	RUEDA DENTADA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 24.102.11			

Figura 14.48. Ejemplo de notación de tolerancias generales dimensionales y geométricas.

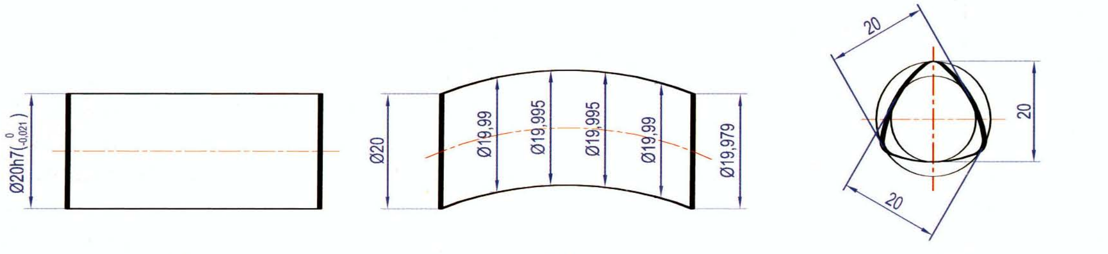
dimensional. De la misma forma, las tolerancias geométricas controlan la forma, posición u orientación de los elementos a los que se aplican, pero no sus dimensiones.

Por ejemplo, si se construye un cilindro con las especificaciones de tolerancias dimensionales de la figura 14.49A y resulta fabricado con las dimensiones reales que aparecen en las figuras 14.49B y 14.49C, este cilindro cumplirá en todo momento con la tolerancia dimensional, pero podrá presentar errores en la forma que afecten a la funcionalidad de la pieza, relativos a la rectitud del eje (figura 14.49B) y a la redondez (figura 14.49C).

De la misma forma, una especificación de tolerancia geométrica determinada no controla por sí sola las dimensiones de la pieza. En la figura 14.50A se muestra una especificación de tolerancia de redondez sobre una cualquiera de las secciones del cilindro. Esta tolerancia especifica que cualquier sección debe estar comprendida dentro de una corona circular con una diferencia de radios de 0,1. De esta forma, podría darse el caso de que la pieza fuera perfectamente redonda en cualquier sección (figura 14.50B) pero no cumpliese con la tolerancia dimensional, o bien que no fuera perfectamente redonda (figura 14.50C), de manera que cualquier sección estuviera dentro de la zona de tolerancia especificada pero siguiera sin verificar la tolerancia dimensional.

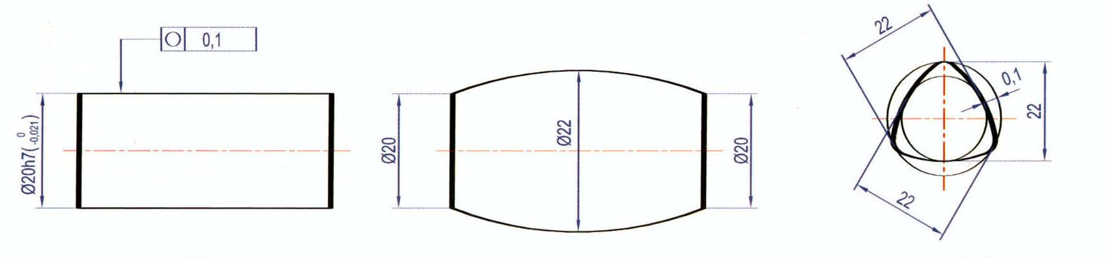
El *principio de independencia*, establecido en la norma ISO 8015 (UNE 1-149), hace referencia a este aspecto. Dice textualmente: "Cada requisito dimensional o geométrico especificado sobre un dibujo debe ser respetado por sí mismo, al margen de otros que pueda haber, excepto en el caso en que esté especificada una relación particular. Por lo tanto, sin una relación particular especificada, la tolerancia geométrica se aplica sin tener en cuenta la medida del elemento, y ambos requisitos se consideran independientes".

No obstante, a pesar de que las tolerancias dimensionales y las geométricas son independientes entre sí y unas no controlan las otras, cabe pensar que en determinadas ocasiones sí que va a existir (o se debe establecer) una interdependencia entre los valores de las tolerancias dimensionales y geométricas con el fin de respetar determinados requisitos funcionales.



A) *B)* *C)*

FIGURA 14.49. *A)* ESPECIFICACIÓN DE TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN UN CILINDRO. *B)* DIMENSIONES DE UNA PIEZA FABRICADA CON ERRORES DE RECTITUD. *C)* DIMENSIONES DE UNA PIEZA FABRICADA CON DEFECTOS DE REDONDEZ.



A) *B)* *C)*

FIGURA 14.50. *A)* ESPECIFICACIÓN DE TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS EN UN CILINDRO. *B* Y *C)* PIEZAS QUE CUMPLEN LA TOLERANCIA DE REDONDEZ Y NO LA TOLERANCIA DIMENSIONAL.

Ante este aparente problema, la norma ISO 8015 (UNE 1-149), titulada "Principio de tolerancias fundamentales" establece el principio de relación entre tolerancias dimensionales y geométricas.

Existen varias formas de relacionar y vincular las tolerancias dimensionales y las geométricas de elementos. Se puede realizar por medio de:

- El requisito de la envolvente.
- El requisito de máximo material y el requisito de mínimo material (en la revisión anterior de la norma ISO 2692:1988, se utilizaban los términos "principio de máximo material" y "principio de mínimo material". La norma ISO 2692:2006 los sustituye por "requisito de máximo material" y "requisito de mínimo material").

Cada uno de los métodos tiene sus aplicaciones.

El *requisito de la envolvente* exige que la envolvente de forma perfecta en condición de máximo material no se sobrepase. Afecta únicamente a tolerancias de forma y establece una forma límite del elemento para unos valores determinados de las tolerancias dimensionales (los que corresponden a máximo material), de manera que esta especificación determina la forma extrema que puede tener el elemento.

El *requisito de máximo material* se aplica a elementos que están destinados a acoplar con el fin de garantizar su montaje. La tolerancia se aplica en las condiciones más desfavorables de montaje, que son las de máximo material de los elementos. El requisito de máximo material no tiene sentido aplicado a tolerancias de forma, sino a tolerancias de situación y de orientación y a rectitud de ejes y planos medios de los elementos que van a acoplar.

Por último, el *requisito de mínimo material,* variante del anterior, tiene su principal aplicación en garantizar espesores y, en general, dimensiones mínimas de piezas con el fin de garantizar su resistencia mecánica. Se aplica también a tolerancias de situación y de orientación de elementos dentro de una misma pieza con el fin de asegurar las mencionadas dimensiones mínimas.

14.7.1. Definiciones

Se dice que una dimensión de una pieza está en su *condición de máximo material* (MMC, *Maximum Material Condition)* cuando la pieza contiene la máxima cantidad de material que permite la tolerancia dimensional considerada. Para un elemento macho, la condición de máxima cantidad de material se da cuando su dimensión es máxima. Para un elemento hembra, la condición de máximo material se dará cuando la dimensión sea mínima. De la misma forma, un elemento está en su *condición de mínimo material* (LMC, *Least Material Condition)* cuando tiene la menor cantidad de material posible, es decir, cuando los elementos macizos tienen la menor dimensión que permite su tolerancia dimensional y cuando los elementos huecos tienen la mayor dimensión que permite su tolerancia dimensional.

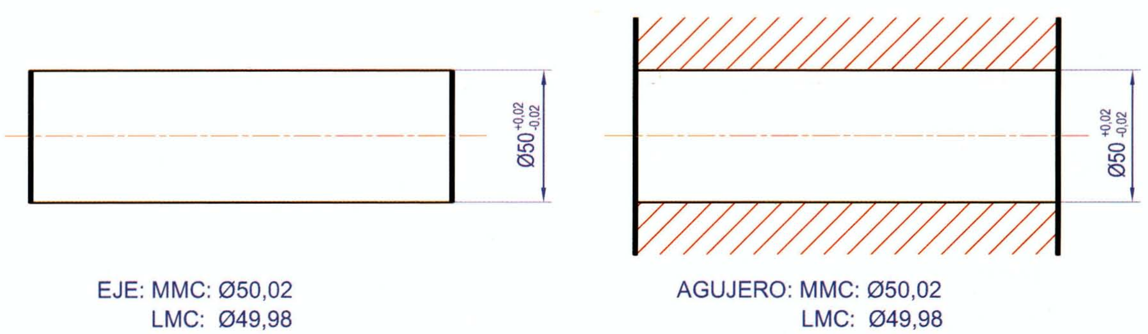


Figura 14.51. Condición de máximo y mínimo material.

De esta forma (figura 14.51), si un eje tiene dimensiones límite 50,02 y 49,98, su condición de máximo material se dará para 50,02 y la de mínimo material para 49,98, mientras que si un agujero tiene dimensiones límite 50,02 y 49,98, la condición de máximo material del agujero se dará para 49,98 y la de mínimo material para 50,02.

Cuando un elemento tiene errores de forma y/o de posición, se dice que su medida está virtualmente modificada. De esta forma, en el elemento macho, la *medida virtual* será la medida en condición de máximo material más la tolerancia geométrica, y en el elemento hembra la medida en condición de máximo material menos la tolerancia geométrica. La medida virtual de un elemento macho corresponde a la del elemento con la dimensión incrementada en la tolerancia geométrica y sin posible error geométrico. Para el elemento hembra es al contrario, la medida nominal, disminuida en la tolerancia y sin error geométrico posible.

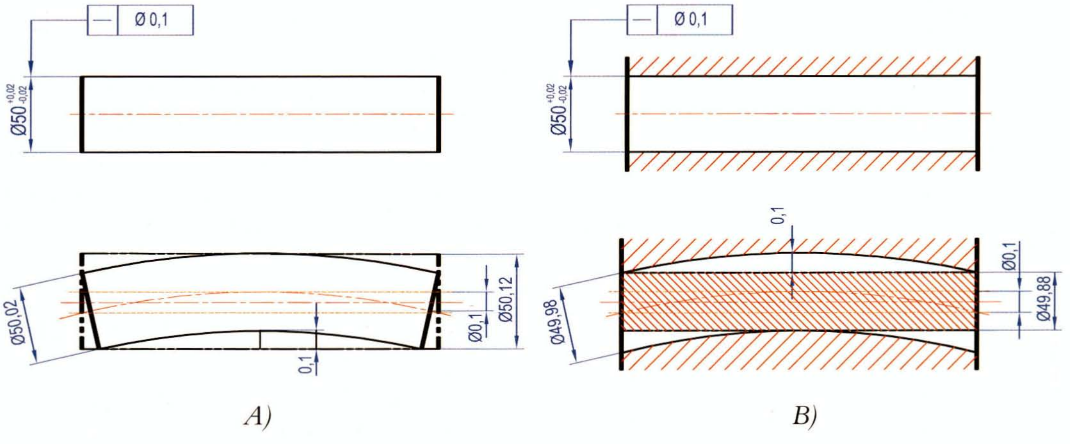
En la figura 14.52 puede verse un ejemplo correspondiente a los casos presentados en la figura 14.51. El eje (figura 14.52A) tiene unas dimensiones límite de 50,02 y 49,98, según indica su tolerancia dimensional. Su condición de máximo material es de 50,02 mm, y la tolerancia geométrica es 0,1 mm. De esta forma, la composición de las dos tolerancias da una medida virtual de 50,12 mm de diámetro. El agujero (figura 14.52B) tiene unas dimensiones límite de 50,02 y 49,98, según indica su tolerancia dimensional. Su condición de máximo material es de 49,98 mm, y la tolerancia geométrica es 0,1 mm. De esta forma, la composición de las dos tolerancias da una medida virtual de 49,88 mm de diámetro.

14.7.2. Requisito de la envolvente

El *requisito de la envolvente*, denominado también exigencia o *requisito de recubrimiento*, obliga a que no se sobrepase la envolvente de forma perfecta en condición de máximo material del elemento al que controla. El requisito de la envolvente se aplica a elementos aislados, bien cilíndricos, bien definidos por dos superficies planas paralelas, es decir, elementos que sean "medibles".

Se indica por medio del símbolo Ⓔ situado a continuación de la cota lineal a la que afecta, o bien haciendo referencia a la norma que establezca este requisito.

En la figura 14.53 se representa un cilindro al que se ha aplicado el requisito de envolvente. Su tolerancia dimensional obliga a que cual-



Medida en MMC = 50,02
Tolerancia geométrica = 0,1
Medida virtual = 50,02 + 0,1 = 50,12

Medida en MMC = 49,98
Tolerancia geométrica = 0,1
Medida virtual= 49,98 - 0,1 =49,88

Figura 14.52. Medidas virtuales.

quier sección recta del cilindro se encuentre entre unas medidas de 19,979 y 20 mm. Su condición de máximo material es 20 mm, y se ha especificado el requisito de envolvente.

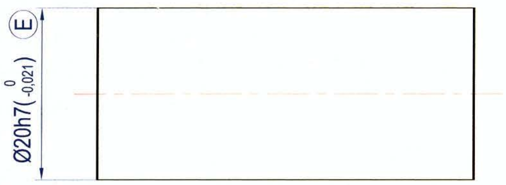


FIGURA 14.53. INDICACIÓN DEL REQUISITO DE ENVOLVENTE.

El requisito de envolvente establece que la pieza debe estar completamente incluida dentro de la envolvente de forma perfecta en su condición de máximo material. Es decir, cuando el cilindro tenga diámetro 20 deberá tener una forma perfecta, mientras que si la dimensión se aleja de la de máximo material, se podrá aceptar cualquier desviación de forma, como por ejemplo las que aparecen en la figura 14.54, siempre que se cumplan las tolerancias dimensionales.

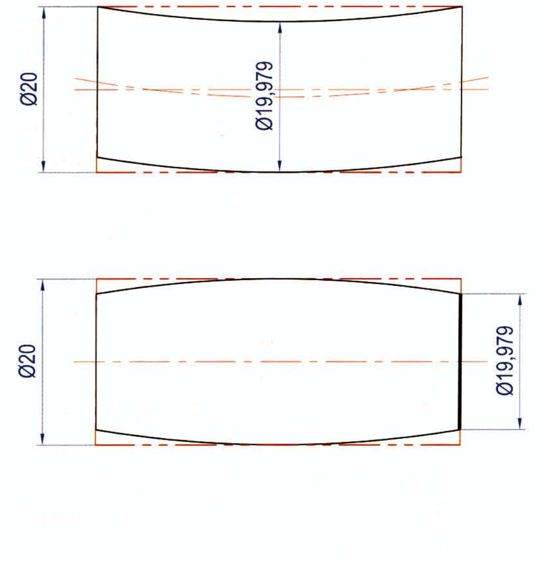


FIGURA 14.54. DESVIACIONES DE FORMA PERMITIDAS.

Si se respetan las tolerancias dimensionales pero el elemento sobrepasa la envolvente, la pieza no será admisible (figura 14.55).

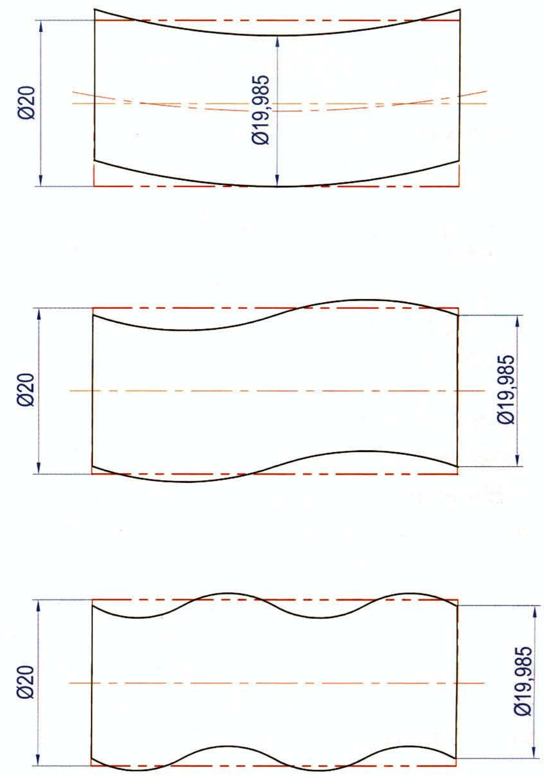


FIGURA 14.55. PIEZAS QUE NO CUMPLEN CON EL REQUISITO DE ENVOLVENTE ESPECIFICADO.

Obsérvese que el requisito de envolvente no controla ninguna desviación de forma en concreto como la rectitud, redondez, cilindricidad, etc., de la pieza. Con el requisito de la envolvente se establece un requerimiento mínimo de la geometría, pero sin especificar en qué sentido puede afectar a la pieza. Si se necesitan aplicar condicionantes de rectitud, redondez, cilindricidad, etc., es preciso especificar además del requisito de envolvente, la tolerancia geométrica correspondiente.

El requisito de envolvente puede afectar a elementos aislados, según se ha visto con la indicación del símbolo Ⓔ (figura 14.53), o puede afectar de forma general al plano (figura 14.54). Cuando la exigencia de recubrimiento se haga de modo general, la norma EN-22768-2 especifica que se debe indicar por medio de la letra *E* situada al final de todas las tolerancias generales

dimensionales y/o geométricas especificadas. Por ejemplo, la anotación ISO 2768-fL-E, expresa una tolerancia general dimensional de tipo *f* y una tolerancia general geométrica del tipo *L* para los elementos que no lleven especificada tolerancia particular, y la aplicación del requisito de envolvente a todas las tolerancias dimensionales que no tengan asociadas tolerancias geométricas (figura 14.56).

14.7.3. Requisito de máximo material

El acoplamiento de dos elementos depende tanto de las medidas reales de las piezas (tolerancias dimensionales) como de los errores de forma y posición de los elementos que se van a acoplar (tolerancias geométricas).

El objetivo fundamental del requisito de máximo material (MMR, *Maximum Material Requirement)* es establecer unas condiciones de diseño que garanticen el montaje de dos piezas que deben acoplarse entre sí, teniendo en cuenta las tolerancias dimensionales de las piezas y determinando en función de ellas los valores de tolerancias geométricas necesarias para garantizar el montaje de las piezas y abaratar la fabricación y el proceso de verificación. El requisito de máximo material tiene como objeto establecer unas condiciones de montaje específicas que corresponderán a las más desfavorables, para garantizar de esta forma que siempre se pueda realizar el montaje.

Las peores condiciones de montaje se dan cuando las piezas están en la condición de máximo material y los errores de forma y de posición son el máximo permitido por la tolerancia geométrica.

Sin embargo, si las medidas reales de los elementos que se van a acoplar se separan bastante de las condiciones de máximo material, o si los errores de forma y de posición son menores que los especificados por la tolerancia, será más fácil acoplar las piezas.

De esta forma, si las medidas efectivas de los elementos acoplados se alejan de los límites de máximo material, la tolerancia geométrica especificada puede incrementarse sin perjudicar las condiciones de montaje.

Según se ha indicado, dado que el requisito de máximo material tiene por objeto especificar unas condiciones de diseño que garanticen el montaje de dos piezas que acoplan, así como facilitar su fabricación, y dado que los elementos que se acoplan con otros deben tener un elemento de simetría (eje o plano medio), solamente tiene sentido aplicar el requisito de máximo material a ejes y planos medios de elementos afectados por tolerancias de rectitud, orientación y situación, teniendo en cuenta la relación mutua entre tolerancias dimensionales y geométricas aplicadas a un elemento; es decir, solamente se aplica a tolerancias de rectitud, paralelismo, perpendicularidad, angularidad, posición, coaxialidad y simetría de ejes y planos medios de elementos que acoplan. El requisito

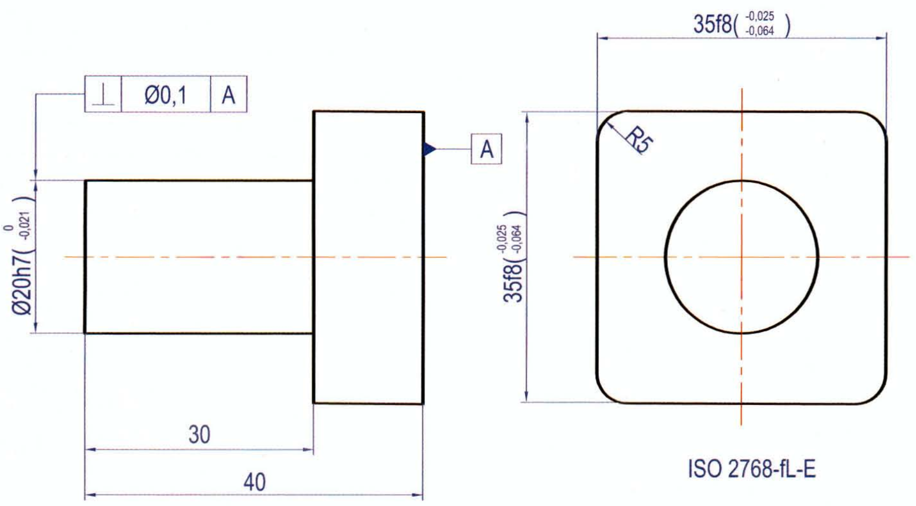


Figura 14.56. Indicación del requisito de envolvente para su aplicación general.

de máximo material no puede ser aplicado a superficies planas o líneas sobre superficies. Tampoco puede aplicarse, en ningún caso, a tolerancias de planitud, redondez, cilindricidad, perfil de línea, perfil de superficie o alabeo.

Asimismo, no debe usarse el requisito de máximo material en aplicaciones tales como enlaces cinemáticos, centros de engranajes, agujeros roscados o agujeros que intervienen en ajustes con aprieto, donde el incremento de tolerancia que permite el requisito de máximo material pueda poner en peligro la función del elemento.

La aplicación del requisito de máximo material se representa por la letra M rodeada por un círculo, es decir, Ⓜ, colocado en el rectángulo de tolerancia a continuación de: el valor de la tolerancia (figura 14.57A), la letra de referencia (figura 14.57B) o el valor de la tolerancia y la letra de referencia (figura 14.57C), según se aplique respectivamente la condición de máximo material a la pieza, al elemento de referencia o a ambos.

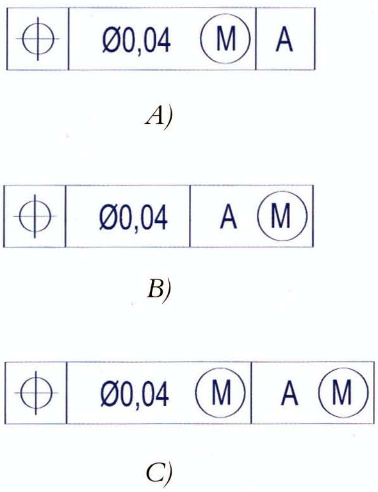


FIGURA 14.57. REPRESENTACIÓN DE MÁXIMO MATERIAL EN EL RECTÁNGULO DE TOLERANCIAS.

El símbolo Ⓜ indica que la tolerancia ligada a él se ha elegido teniendo en cuenta los límites de máximo material del elemento o de los elementos considerados. Si uno de los elementos se construye y resulta con una medida comprendida en la condición de máximo y mínimo material, la tolerancia de forma o de posición especificada puede aumentarse en la diferencia entre la medida efectiva de la pieza acabada y la medida correspondiente al máximo de material (evidentemente, este aumento nunca puede exceder del valor de la tolerancia dimensional del elemento).

Es importante señalar que el aumento de la tolerancia de forma o de posición puede aplicarse a una de las piezas del acoplamiento, sin preocuparse de la otra, ya que el montaje podrá efectuarse de todos modos incluso si la otra pieza ha sido fabricada en los límites extremos admitidos por la tolerancia en las peores condiciones de montaje, ya que el total combinado de los errores dimensionales y de los errores de forma o de posición especificados para esta parte del montaje no quedan superados.

El valor de la tolerancia que figura en el rectángulo, cuando se indica el símbolo Ⓜ, se aplica en su totalidad sólo cuando el elemento está en su condición de máximo material.

De esta forma, si el elemento ya fabricado está lejos de su MMC, la tolerancia geométrica puede incrementarse en una cantidad igual a la diferencia entre la medida correspondiente a máximo material y la real, siempre que esta diferencia no sobrepase la tolerancia dimensional especificada para el elemento y el elemento no sobrepase su medida virtual.

En la figura 14.58A aparece un eje de diámetro nominal 10, de dimensiones límite según la tolerancia dimensional 10 y 9,98, afectado por una tolerancia de rectitud de 0,1. Cuando el eje está en su MMC, es decir, cuando su diámetro mide 10 mm, la rectitud se limita a 0,1 mm (figura 14.58B). Si el eje ya fabricado tiene una medida inferior a su MMC, y resulta todo él, en su LMC, de 9,98, aumenta el espacio que queda entre eje y agujero, por lo que el eje podría curvarse más aún (figura 14.58C). De esta forma, el MMR permitiría una tolerancia de rectitud adicional de 0,02 mm (10 – 9,98 = 0,02), por lo que la tolerancia de rectitud total sería de 0,02 + 0,1 = 0,12 mm cuando el eje estuviese en condición de mínimo material. En el caso más general (figura 14.58D), se puede decir que el eje cumple con la rectitud especificada con el requeri-

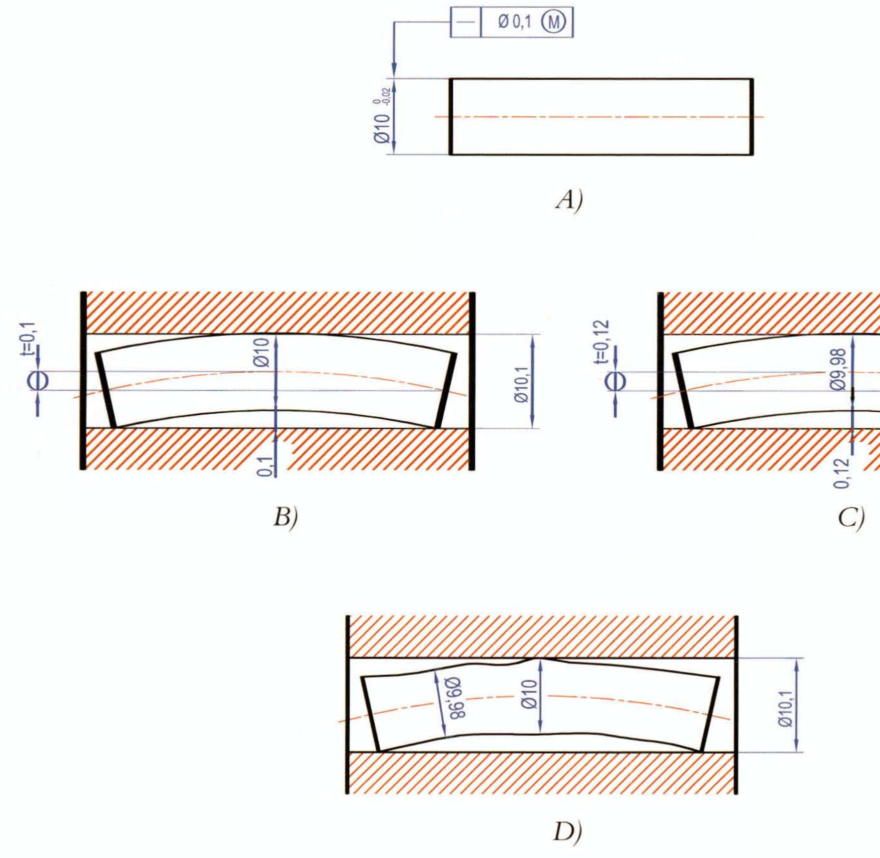


FIGURA 14.58. APLICACIÓN DEL REQUISITO DE MÁXIMO MATERIAL.

miento de máximo material cuando todo él puede inscribirse dentro de un cilindro de diámetro la medida virtual (10,1 mm), independientemente de sus distintas secciones, siempre comprendidas entre los valores marcados por la tolerancia dimensional.

Para comprobar si una pieza cumple las tolerancias geométricas especificadas se usan calibres de verificación específicos para cada pieza y para cada tipo de tolerancia.

Así por ejemplo, para una pieza como la especificada en la figura 14.58, que es un eje de diámetro 10, con unas tolerancias dimensionales de diferencia superior e inferior respectivamente 0 y –0,02 y una tolerancia de rectitud para su eje de 0,1 en condición de máximo material (figura 14.59A), el calibre de verificación consistirá en un tubo hueco (perfectamente recto) de longitud mayor de la de la pieza y de diámetro interior 10,1 (figura 14.59B).

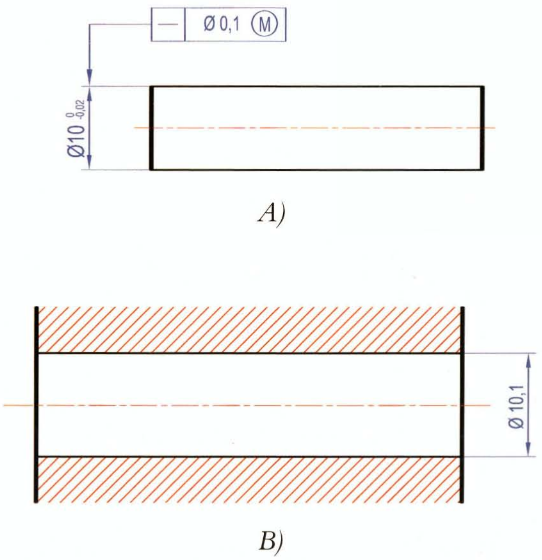


FIGURA 14.59. *A)* TOLERANCIA DE RECTITUD EN CONDICIÓN DE MÁXIMO MATERIAL PARA UN EJE.
B) CALIBRE PARA VERIFICAR LA TOLERANCIA ESPECIFICADA.

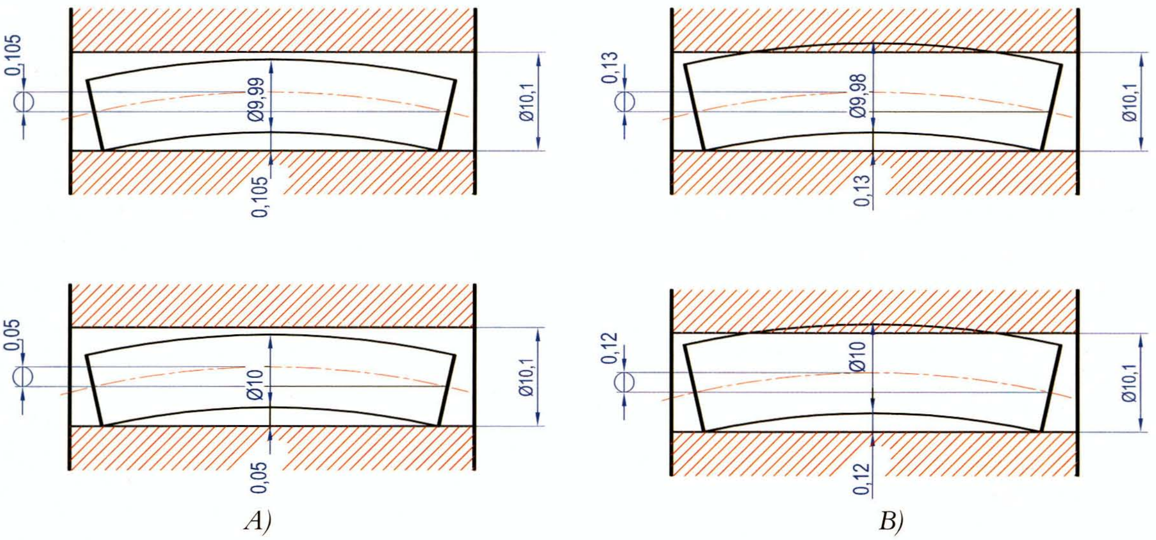


FIGURA 14.60. *A)* PIEZAS QUE CUMPLEN CON LAS TOLERANCIAS ESPECIFICADAS. *B)* PIEZAS QUE CUMPLEN CON LA TOLERANCIA DIMENSIONAL PERO NO CON LA GEOMÉTRICA.

Si la pieza especificada cumple con las tolerancias dimensionales establecidas y además tiene una rectitud menor de la tolerancia especificada en la condición de máximo material de 0,1 (figura 14.60A), la pieza ya fabricada debería poder introducirse dentro del calibre así diseñado. Si la curvatura de su eje geométrico hace que se sobrepase la tolerancia geométrica especificada, el eje construido no podría introducirse dentro del calibre de verificación (figura 14.60B).

La principal virtud de la aplicación del requisito de máximo material es que permite valorar errores geométricos mediante un calibre fijo de tamaño igual a la medida virtual del elemento que se controla. Si no se usa el requisito de máximo material, la tolerancia geométrica se aplicará tanto cuando el elemento esté en su condición de máximo material como para cualquier otra medida comprendida dentro de su tolerancia dimensional. En este caso, no podría utilizarse un calibre de verificación fijo, sino que sería necesario uno ajustable para cada medida, con los consiguientes incrementos en los costes de fabricación y control de la pieza.

14.7.4. REQUISITO DE MÍNIMO MATERIAL

El *requisito de mínimo material* (LMR) está directamente relacionado con el requisito de máximo material. Tiene especial aplicación en el establecimiento de requisitos de espesores mínimos de piezas o dimensiones de huecos máximas con el fin de conseguir resistencias mecánicas adecuadas y prevenir fracturas y roturas del material.

La condición de mínimo material (LMC) se consigue para la menor dimensión permitida por la tolerancia dimensional en elementos ma-

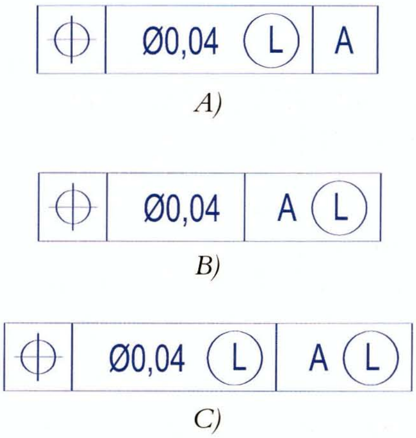


FIGURA 14.61. INDICACIÓN DE CONDICIÓN DE MÍNIMO MATERIAL.

cizos y para la mayor dimensión permitida por la tolerancia dimensional en elementos huecos.

El *requisito de mínimo material* se indica en los dibujos mediante el símbolo Ⓛ situado detrás del valor de la tolerancia del elemento si hace referencia al elemento, o detrás de la letra de referencia si afecta a ésta (figura 14.61).

Se denomina *condición virtual de mínimo material* al límite de las posibles situaciones de la forma perfecta del elemento con la medida de mínimo material. Sus dimensiones son las *medidas virtuales de mínimo material.*

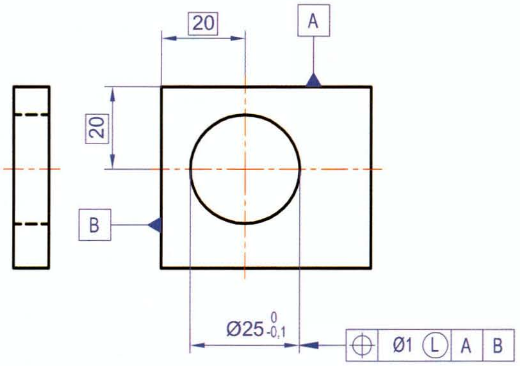
Para determinar la medida virtual del elemento al que se aplica la especificación de mínimo material en la tolerancia geométrica, se debe tener en cuenta que la condición virtual de mínimo material debe estar contenida totalmente dentro del material del elemento al que se aplica la tolerancia.

Cuando se aplica la especificación de mínimo material a una referencia, el límite de forma perfecta con dimensión de mínimo material puede moverse dentro del material del elemento de referencia real, sin atravesar éste.

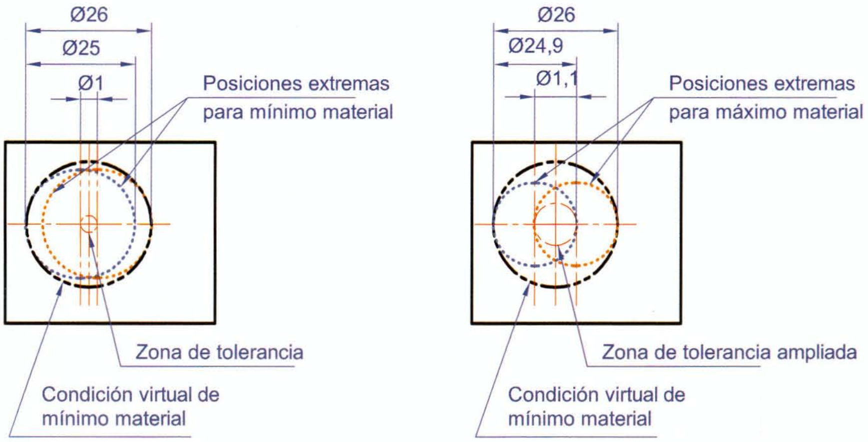
La figura 14.62 muestra un ejemplo de aplicación del requisito de mínimo material a la tolerancia de posición de un agujero.

La especificación de mínimo material (figura 14.62A) implica que cuando el agujero se encuentra en condición de mínimo material, es decir, con Ø25, el centro del elemento con forma perfecta puede moverse dentro de un círculo de Ø1, produciendo una condición virtual de mínimo material correspondiente a un círculo de Ø26 (figura 14.62B).

Cuando el elemento se separa de la condición de mínimo material, la tolerancia de posición puede aumentarse tanto como la dimen-



A)



B) *C)*

FIGURA 14.62. REQUISITO DE MÍNIMO MATERIAL APLICADO A UN ELEMENTO HUECO.

sión efectiva del elemento se haya separado de la dimensión en mínimo material. La máxima tolerancia de posición se tendrá cuando el diámetro del elemento sea 24,9, con un valor de 1,1 (figura 14.62C).

14.7.5. Especificación conjunta del requisito de envolvente y el requisito de máximo material

La figura 14.63 presenta una especificación de máximo material aplicado a una tolerancia de perpendicularidad del eje del elemento respecto del plano de la base.

La tolerancia especificada con aplicación del requisito de máximo material establece que la condición virtual es un cilindro de diámetro 16,04 perpendicular a la superficie de referencia, ya que la tolerancia indicada establece que la línea que une los centros de cualquier sección recta del elemento debe estar contenida dentro de un cilindro de 0,04 mm de diámetro y perpendicular a la superficie de referencia. La interpretación de la tolerancia aparece en la figura 14.63B. Esta especificación permite que se produzcan desviaciones de rectitud del eje del cilindro y de cualquier generatriz del mismo incluso en las condiciones de máximo material (figura 14.63B) que oscilarían desde 0,04 en la condición de máximo material hasta 0,06 en la de mínimo material.

Una forma de restringir este fenómeno es exigir además el cumplimiento del *requisito de envolvente* (figura 14.64A).

La interpretación de las tolerancias especificadas puede verse en la figura 14.64B. Al especificarse el requisito de envolvente, se exige que el eje esté todo él dentro de un cilindro de Ø16. Por lo tanto, en la condición de máximo material, la rectitud del eje y de las generatrices del cilindro debe ser 0, y cuando se está en la condición de mínimo material, esta rectitud aumenta hasta 0,02. Además, se tiene una perpendicularidad del eje de valor Ø0,04 en condición de máximo material que puede ampliarse hasta Ø0,06 en la condición de mínimo material.

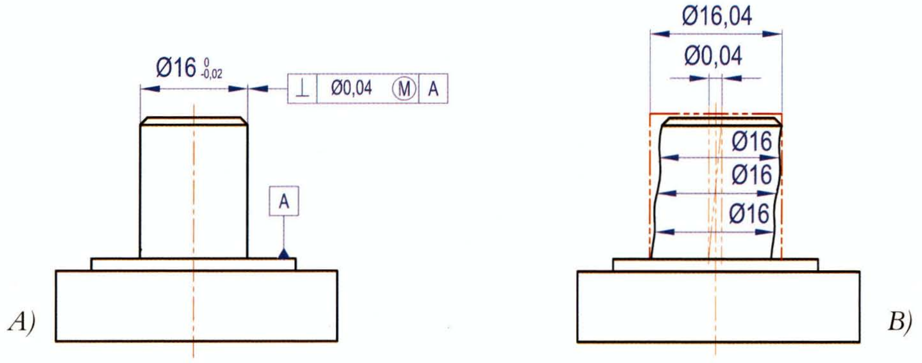


Figura 14.63. *A)* Especificación de máximo material. *B)* Interpretación de la especificación.

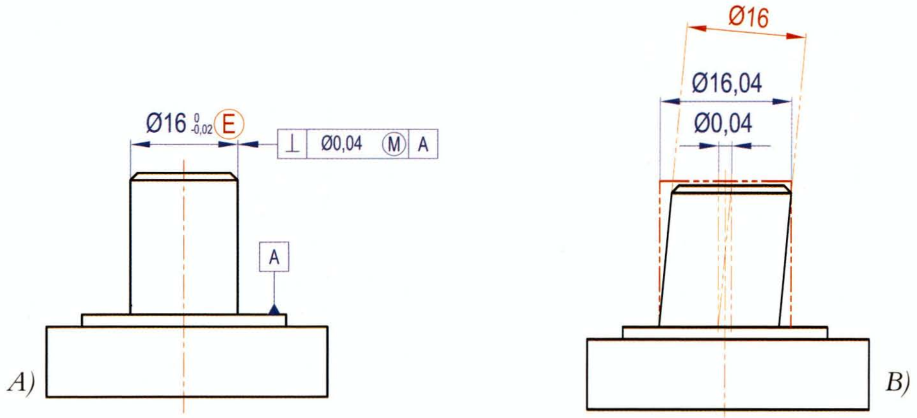


Figura 14.64. *A)* Especificación de máximo material junto con requisito de envolvente. *B)* Interpretación de las especificaciones.

14.7.6. Requisito de reciprocidad

El *requisito de reciprocidad* (RPR) se indica en los planos como un requisito adicional a los de máximo o mínimo material. Se indica con el símbolo Ⓡ colocado detrás del símbolo Ⓜ o Ⓛ (figura 14.65). No se aplica a las referencias.

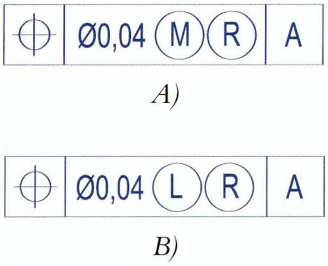


Figura 14.65. Indicación del requisito de reciprocidad.

El requisito de reciprocidad modifica la tolerancia del elemento al que se aplica, permitiendo que éste modifique sus dimensiones hasta las medidas virtuales.

Cuando se aplica el requisito de reciprocidad junto con el de máximo material (figura 14.66) se debe cumplir que, para elementos macho, la dimensión máxima puede sobrepasar la MMC, ampliándose hasta la medida virtual en máximo material, y la dimensión mínima no puede ser inferior a la LMC (figura 14.66B). Para elementos hembra, la dimensión mínima puede sobrepasar la MMC, disminuyéndose hasta la medida virtual en máximo material, y la dimensión máxima no puede ser superior a la LMC.

Cuando se aplica el requisito de reciprocidad junto con el de mínimo material se debe cumplir que para elementos macho (figura 14.67) la dimensión mínima pueda reducirse hasta alcanzar la medida virtual en mínimo material, y la dimensión máxima no pueda ser mayor que la MMC. Para elementos hembra, la dimensión máxima puede aumentarse hasta alcanzar la medida virtual en mínimo material, y la dimensión mínima no puede ser inferior a la MMC.

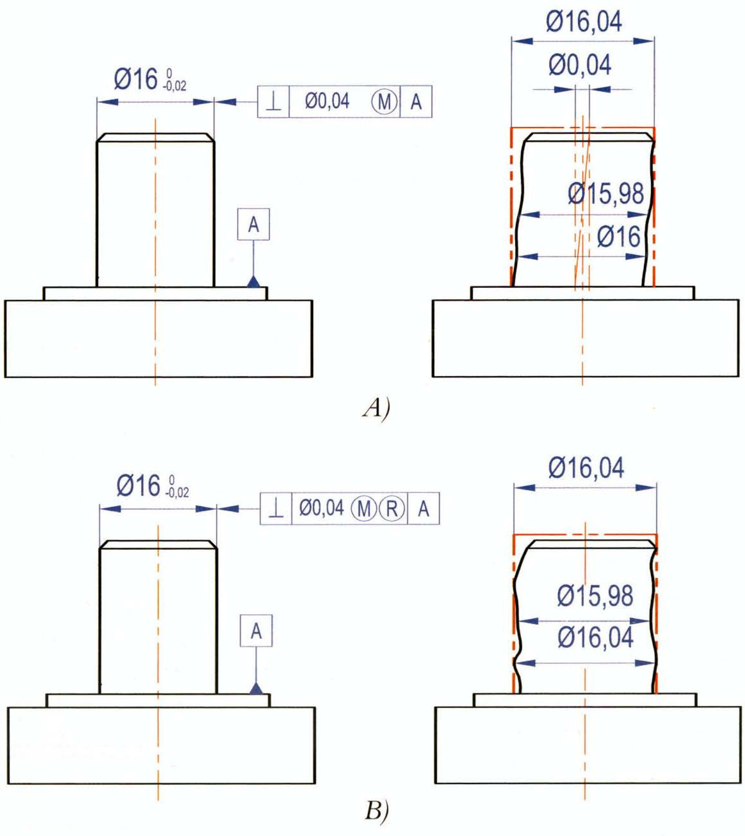
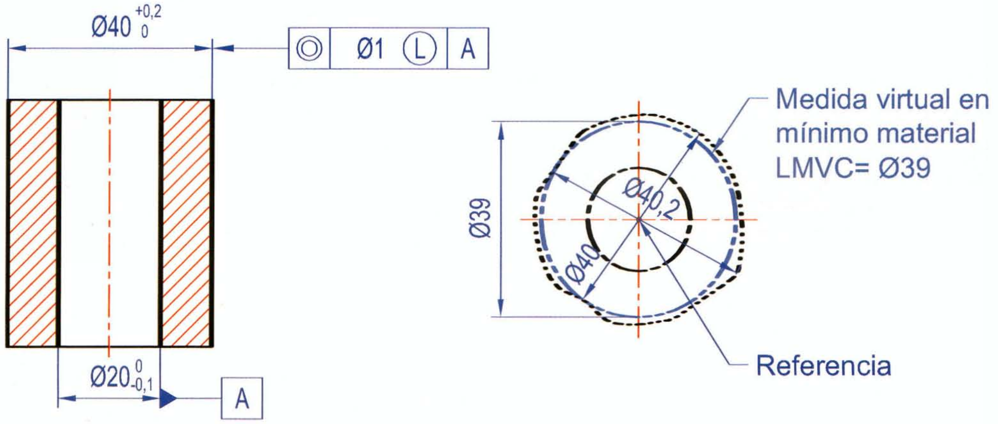
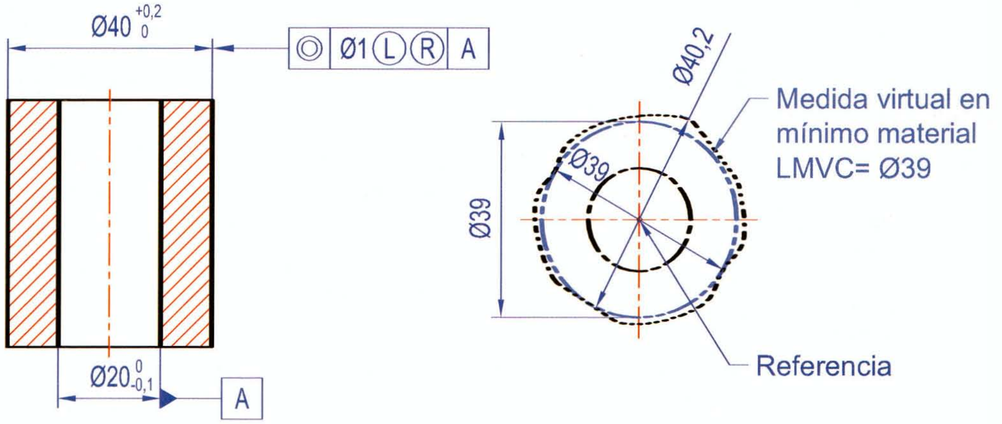


Figura 14.66. Aplicación del requisito de reciprocidad junto con el de máximo material.



A)



B)

FIGURA 14.67. APLICACIÓN DEL REQUISITO DE RECIPROCIDAD JUNTO CON EL DE MÍNIMO MATERIAL PARA ELEMENTOS MACHO.

14.7.7. APLICACIONES

Se van a estudiar distintos casos de tolerancias geométricas en los que se aplica el requisito de máximo material para permitir una disminución de tolerancia que no comprometa el montaje de las piezas que se van a ensamblar. En todos los casos, se va a llegar a determinar la oscilación máxima o las posiciones que pueden tener las piezas en las condiciones de montaje más desfavorables (máximo material). De esta forma, esta oscilación total en montaje se tendrá que repartir entre cada una de las dos piezas. En estos ejemplos se ha optado por hacer un reparto a partes iguales, aunque este criterio puede ser variado lógicamente en función de la precisión con que se puedan fabricar cada una de las dos piezas.

Aplicación del requisito de máximo material a los elementos de referencia

El requisito de máximo material puede aplicarse tanto a elementos afectados por tolerancias geométricas como a elementos de referencia.

De esta forma, se pueden dar dos situaciones: un elemento simple con tolerancia es referido a un elemento de referencia al que se le aplica el MMR, y un grupo de elementos es referido a un elemento de referencia al que se le aplica el MMR.

La figura 14.68 es un ejemplo del caso primero correspondiente a un bulón con un taladro.

La tolerancia indicada expresa que el eje del taladro de 100 debe estar comprendido entre

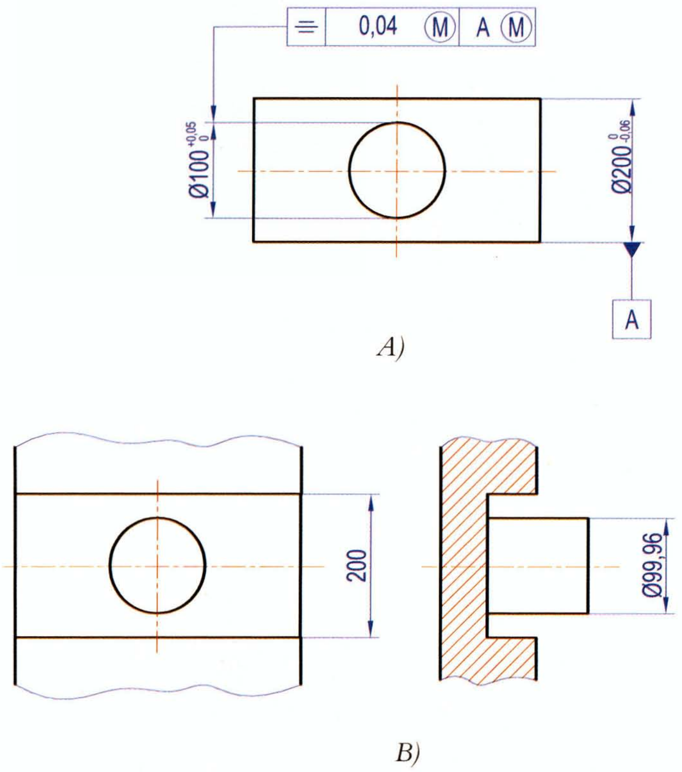


FIGURA 14.68. *A)* ELEMENTO SIMPLE CON TOLERANCIA REFERIDO A UNA REFERENCIA A LA QUE SE APLICA EL MMR. *B)* CALIBRE DE VERIFICACIÓN.

dos planos paralelos separados entre sí 0,04 mm y simétricos respecto al eje de referencia *A*. Cuando el bulón está en su MMC (200) y el taladro está en mínimo material (100,05) la franja de tolerancia puede ampliarse: 0,04 + 0,05 = 0,09 mm. Si los dos están en mínimo material (100,05 y 199,94) la franja de tolerancia puede ampliarse a 0,04 + 0,05 + 0,06 = 0,15 mm.

La figura 14.68B representa el calibre necesario para verificar la tolerancia de simetría representada. Está formada por dos caras paralelas, separadas entre sí 200 mm (condición de máximo material de la referencia), y en su plano medio se coloca un cilindro de 99,96 que permitirá la oscilación de 0,04 mm del eje de un agujero cilíndrico de 100 mm en su condición de máximo material.

La figura 14.69 es un ejemplo del segundo caso, donde se considera una tolerancia (de posición, en este caso) a un grupo de elementos, utilizándose como referencia un elemento al que se le aplica el MMR.

Los ejes de los cuatro agujeros tienen que estar en unas zonas de tolerancia cilíndricas de 0,01, con sus ejes distribuidos uniformemente sobre un diámetro de 175 y separados 90º entre sí, según marca la cota teóricamente exacta (recuadrada).

El símbolo Ⓜ en el rectángulo de tolerancia implica que los diámetros de las zonas de tolerancia pueden incrementarse hasta un máximo de 0,05 mm si se encuentra en mínimo material, por lo que dichos diámetros pueden variar entre 0,01 y 0,06, según sea la medida real de los agujeros ya fabricados.

Cuando el cilindro exterior de la pieza tenga su condición de máximo material con diámetro 200, su eje coincidirá con el eje del cilindro de 175 que contiene a los ejes de los cuatro agujeros.

Si el cilindro de 200 mm se separa de su condición de máximo material, su eje puede desviarse del eje del cilindro de 175. Esta desviación crea una zona de tolerancia cilíndrica para el eje de referencia *A*. Esta zona de tolerancia tiene un diámetro igual a la magnitud que el cilindro exterior se separa de su MMC.

De esta forma, cuando el cilindro exterior esté en su condición de mínimo material con 199,95, la tolerancia efectiva para el eje de referencia *A* será un cilindro de 0,05 mm.

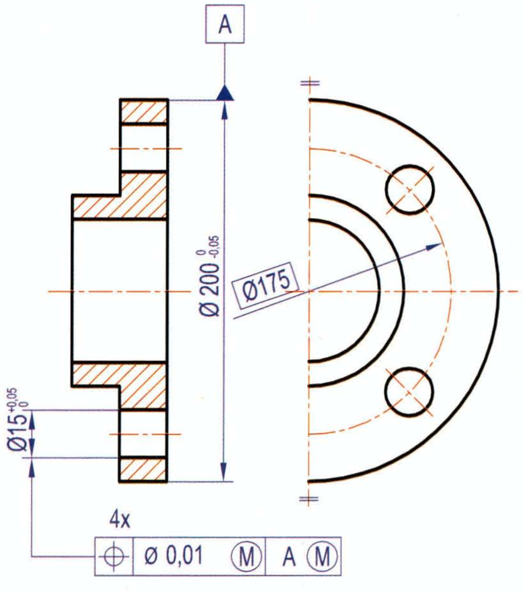


FIGURA 14.69. GRUPO DE ELEMENTOS REFERIDOS A UN ELEMENTO DE REFERENCIA AL QUE SE APLICA EL MMR.

Nótese que la aplicación del MMR a la referencia *A* no permite un aumento de la zona de tolerancia de posición de los cuatro agujeros relativamente a otro cualquiera de ellos, sino que permite al eje de referencia *A* fluctuar en una zona respecto de los cuatro agujeros considerados como grupo.

En la figura 14.70 aparece representado el calibre que se utiliza para verificar las tolerancias geométricas que se especifican en la figura 14.69. La condición de máximo material para la referencia supone el definir una forma geométrica del calibre que fije la referencia (el eje geométrico del cilindro de diámetro 200) en la condición de máximo material. Esto supone definir un cilindro hueco de 200, tal y como se ve en la figura 14.70.

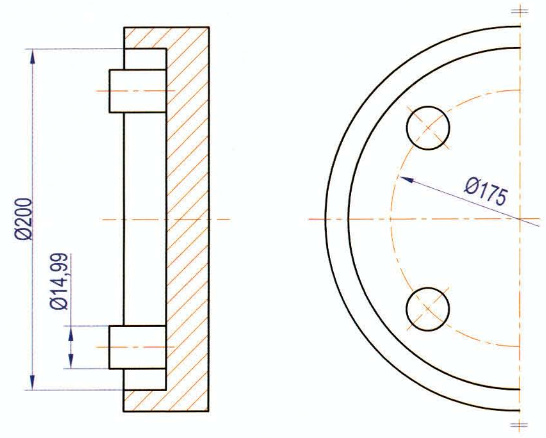


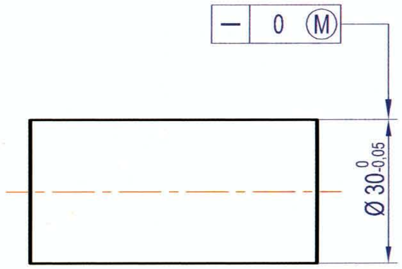
FIGURA 14.70. CALIBRE DE VERIFICACIÓN PARA LA PIEZA DEFINIDA EN LA FIGURA 14.69.

Por otra parte, la tolerancia de posición para los taladros con especificación de máximo material supone que, cuando los taladros están en condición de máximo material (es decir, 15), se debe aceptar una tolerancia de posición de 0,01. Esto requiere definir en el calibre unos tetones de 14,99 distribuidos uniformemente (cada 90º) a lo largo de un círculo de 175, según se puede ver en la figura 14.70.

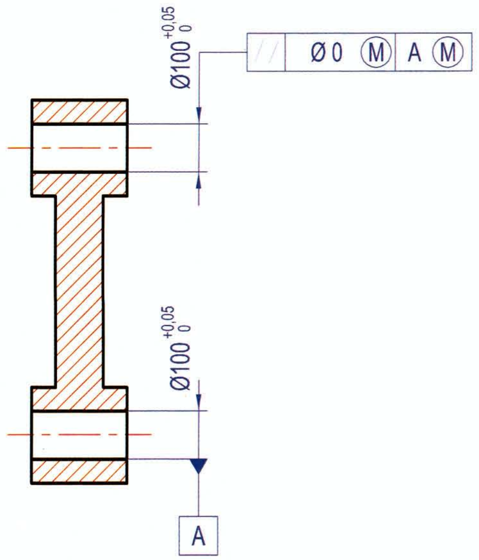
Una vez comprobadas las tolerancias dimensionales de la pieza de la figura 14.69, se comprobará con el calibre diseñado. Si se puede encajar la pieza fabricada con el calibre, la pieza cumple las tolerancias geométricas establecidas.

Especificación de forma perfecta en MMC

Cuando en una indicación de tolerancia geométrica se coloque el símbolo de máximo material y una tolerancia cero, los elementos acabados que estén en su MMC deberán tener forma perfecta, es decir, deberán ser perfectamente rectos, simétricos, paralelos, perpendiculares, coaxiales, etc. Solamente pueden admitirse desviaciones de forma cuando los elementos se alejan de su MMC. Ejemplos de estos casos pueden verse en la figura 14.71.



A)



B)

FIGURA 14.71. ESPECIFICACIÓN DE FORMA PERFECTA EN MMC.

En la figura 14.71A, cuando el diámetro del cilindro mida 30 mm (en su MMC) su eje deberá ser perfectamente recto. Sin embargo, si el diámetro fuera 29,98, la tolerancia de rectitud podría ampliarse a 0,02, y si se redujera a su con-

dición de mínimo material, con 29,95, podría aceptarse una tolerancia de rectitud de 0,05.

En la figura 14.71B cuando los dos taladros estén en MMC, los ejes de los dos taladros deberán ser perfectamente paralelos. Cuando el diámetro del orificio superior mida 100,05 mm, la zona de tolerancia geométrica podrá aumentarse a un cilindro de 0,05 mm.

Cuando los errores de forma están limitados por una tolerancia pero se requiere especificar forma perfecta en MMC, se usa el procedimiento indicado en la figura 14.72.

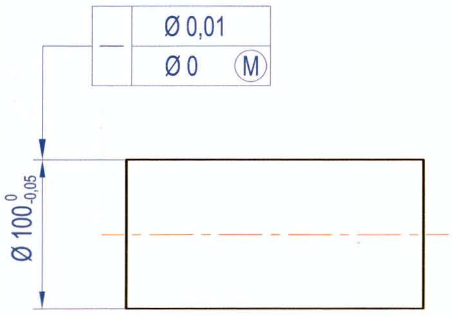


FIGURA 14.72. CONDICIÓN DE FORMA PERFECTA EN MMC.

La indicación anterior especifica que el eje debe tener forma perfecta en MMC, pero cuando se aleje del máximo material, la tolerancia máxima será 0,01 y no los 0,05 a que se podría llegar en la condición de máximo material.

Para tolerancias de forma, el uso del requisito de máximo material con tolerancia cero es equivalente al uso del requisito de envolvente (figura 14.73).

Tolerancia de perpendicularidad

En la figura 14.74 puede verse un ejemplo de aplicación del MMR a la tolerancia de perpendicularidad.

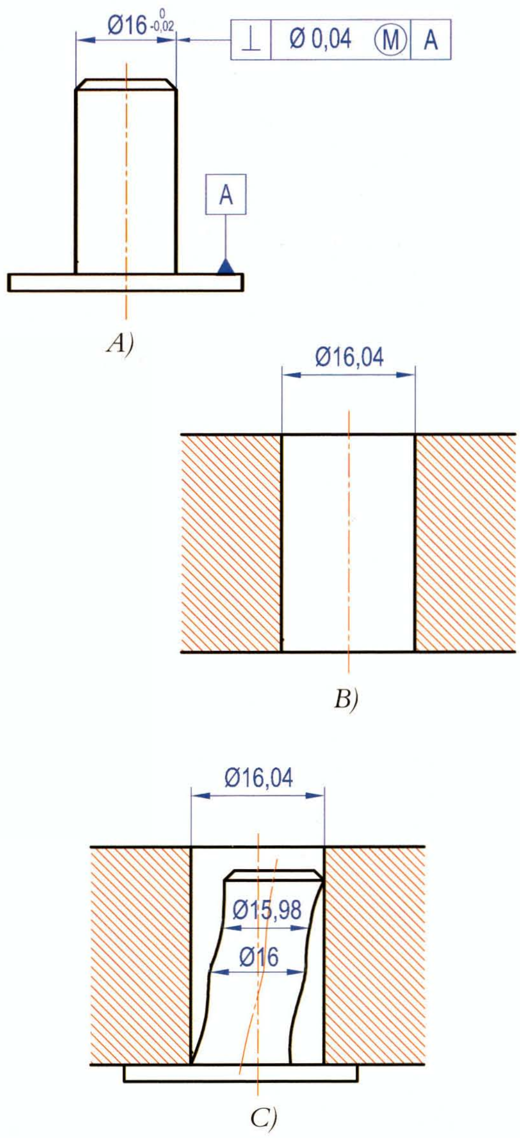


FIGURA 14.74. TOLERANCIA DE PERPENDICULARIDAD.

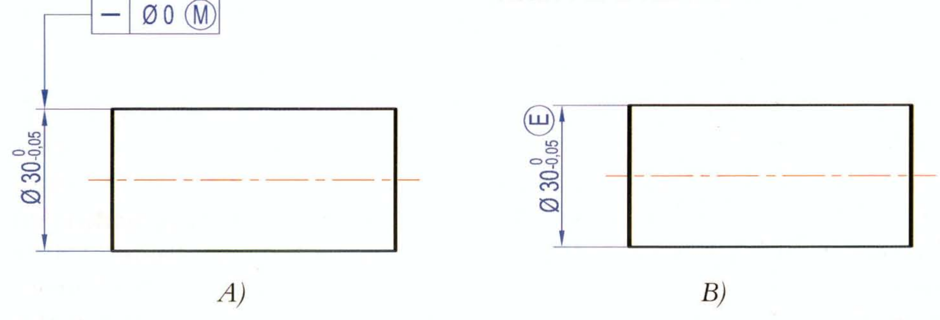


FIGURA 14.73. EQUIVALENCIA ENTRE EL REQUISITO DE MÁXIMO MATERIAL CON TOLERANCIA CERO Y EL REQUISITO DE ENVOLVENTE.

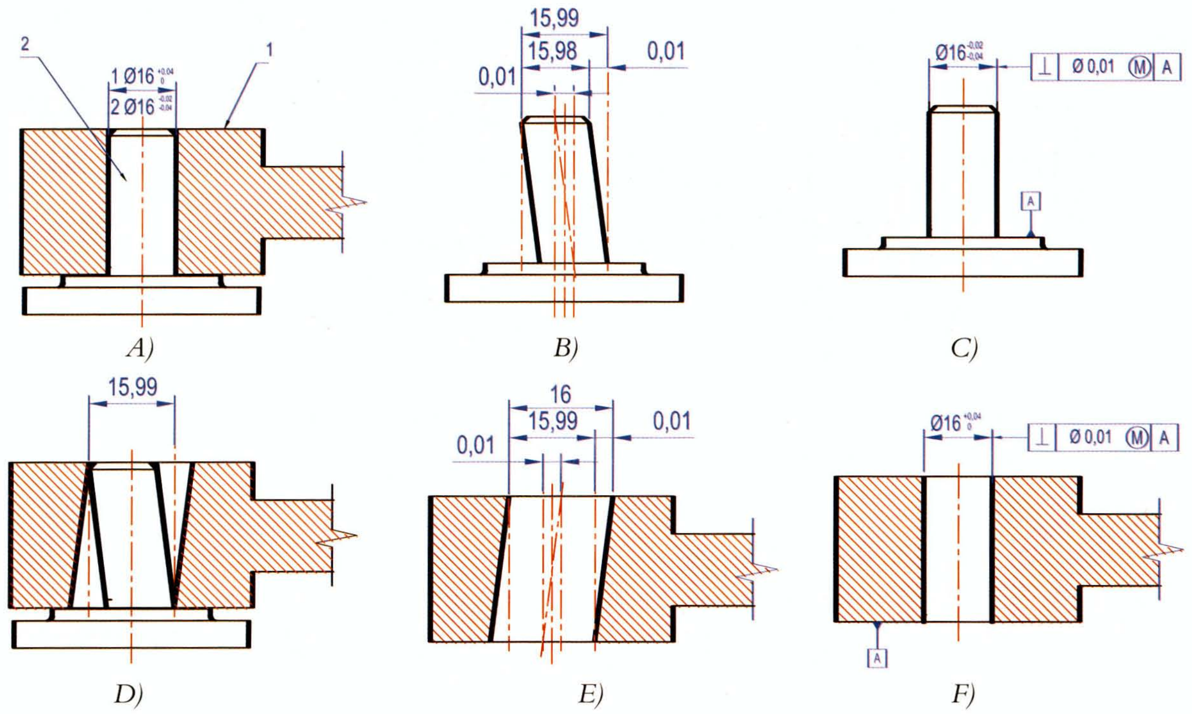


FIGURA 14.75. COMBINACIÓN DE AJUSTES Y TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS DE PERPENDICULARIDAD.

El pivote debe estar comprendido dentro de una zona cilíndrica con una medida virtual de 16,04 y eje perpendicular al plano *A* de referencia (figura 14.74A). En la figura 14.74B aparece representado el calibre de verificación necesario para la pieza de la figura 14.74C. Para cumplir con la especificación de perpendicularidad, se debe verificar que cualquier sección del pivote, comprendida dentro de los márgenes que especifica su tolerancia dimensional, debe estar dentro de la medida virtual, permitiendo de esta manera cierto error de perpendicularidad.

En la figura 14.75 se puede ver un ejemplo combinado de tolerancias dimensionales y geométricas. Se establece un ajuste entre las piezas de marcas 1 y 2 según se muestra en la figura. Se pretende determinar cuál es la tolerancia de perpendicularidad que se debe aplicar a los elementos de cada una de las dos piezas para garantizar el montaje de los dos elementos.

Para garantizar el montaje de las dos piezas se debe poder absorber una perpendicularidad global entre las dos piezas equivalente al juego mínimo del ajuste (condición de máximo material de las dos piezas). De esta forma, la perpendicularidad se repartirá entre las dos piezas según un criterio que, por ejemplo, pueda ser a partes iguales (figura 14.75D). Dado que el juego mínimo del ajuste es de 0,02, se considerará una tolerancia de perpendicularidad en cada una de las piezas de 0,01, según se puede ver en las figuras 14.75B y 14.75E. La especificación final para la perpendicularidad en cada una de las piezas aparece en las figuras 14.75C y 14.75F.

Coaxialidad

En la figura 14.76 puede verse un ejemplo de aplicación del requisito de máximo material a la coaxialidad. La tolerancia de coaxialidad solamente puede utilizarse con el requisito de máximo material cuando el incremento de la tolerancia que implica éste no afecte al funcionamiento de la pieza (por ejemplo, no puede darse en máquinas rotativas donde el equilibrado es fundamental).

El eje de la cabeza del elemento debe estar comprendido en una zona de tolerancia cilíndrica cuyo eje coincida con el del cuerpo y cuyo diámetro varíe de 0,05 a 0,05 + 0,08 + 0,015 = 0,145, según las medidas de la cabeza y el cuerpo correspondan al máximo o al mínimo material.

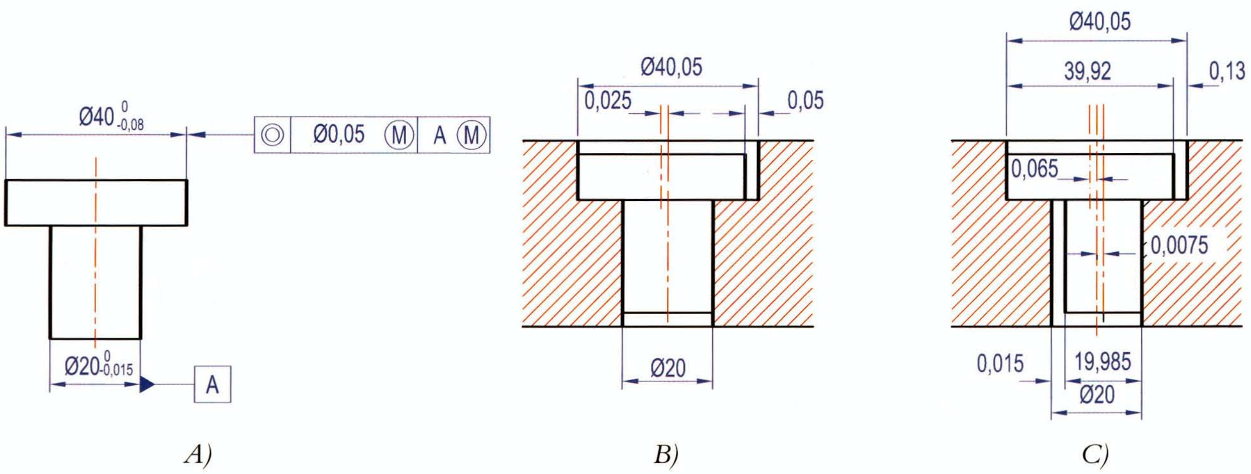


FIGURA 14.76. TOLERANCIA DE COAXIALIDAD.

En la figura 14.77 se puede ver otro ejemplo combinado de tolerancias dimensionales y geométricas. Se establecen dos ajustes entre las piezas de marcas 1 y 2, según se muestra en la figura. Se pretende determinar cuál es la tolerancia de coaxialidad que se debe aplicar a los elementos de cada una de las dos piezas para garantizar el montaje de los dos elementos.

Es necesario absorber una coaxialidad global entre las dos piezas equivalente a la suma de los dos juegos mínimos de los dos ajustes (condición de máximo material de las dos piezas). De esta forma, la coaxialidad se repartirá entre las dos piezas según un criterio que, por ejemplo, puede ser a partes iguales. Dado que el juego mínimo del ajuste de 40 es de 0,04 y que el juego mínimo del ajuste de 20 es de 0,02, se considerará una tolerancia de coaxialidad en cada una de las piezas de 0,03, según se puede ver en las figuras 14.77B y 14.77C.

Tolerancias de posición

En la figura 14.78 puede verse un ejemplo de aplicación del requisito de máximo material a las tolerancias de posición.

Cuando se va a diseñar una unión entre dos elementos mediante tornillos y tuercas, el acoplamiento se suele preparar para que tenga cierta holgura entre los agujeros y se puedan introducir los tornillos fácilmente, permitiendo cierto movimiento libre antes de apretar las tuercas.

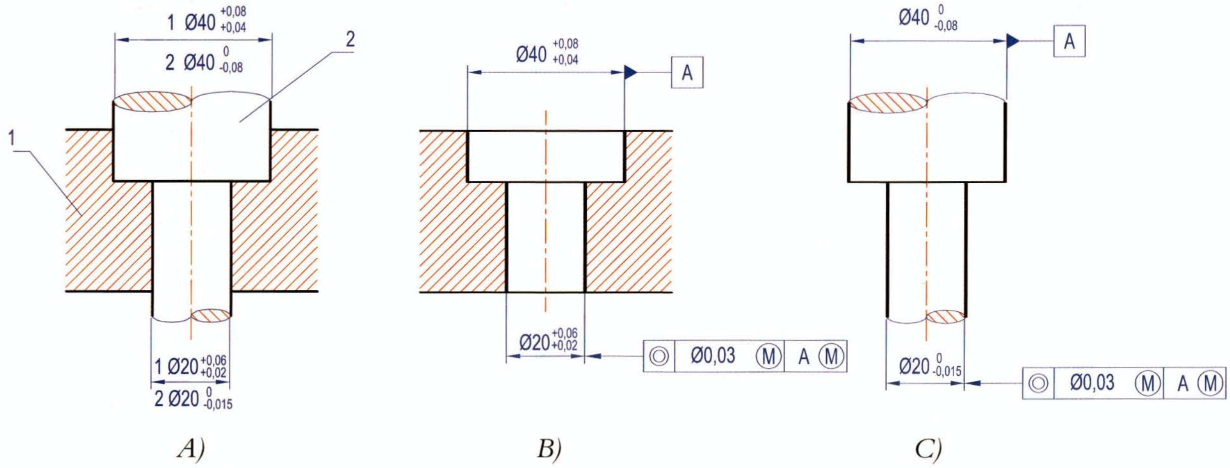


FIGURA 14.77. COMBINACIÓN DE AJUSTES Y TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS DE COAXIALIDAD.

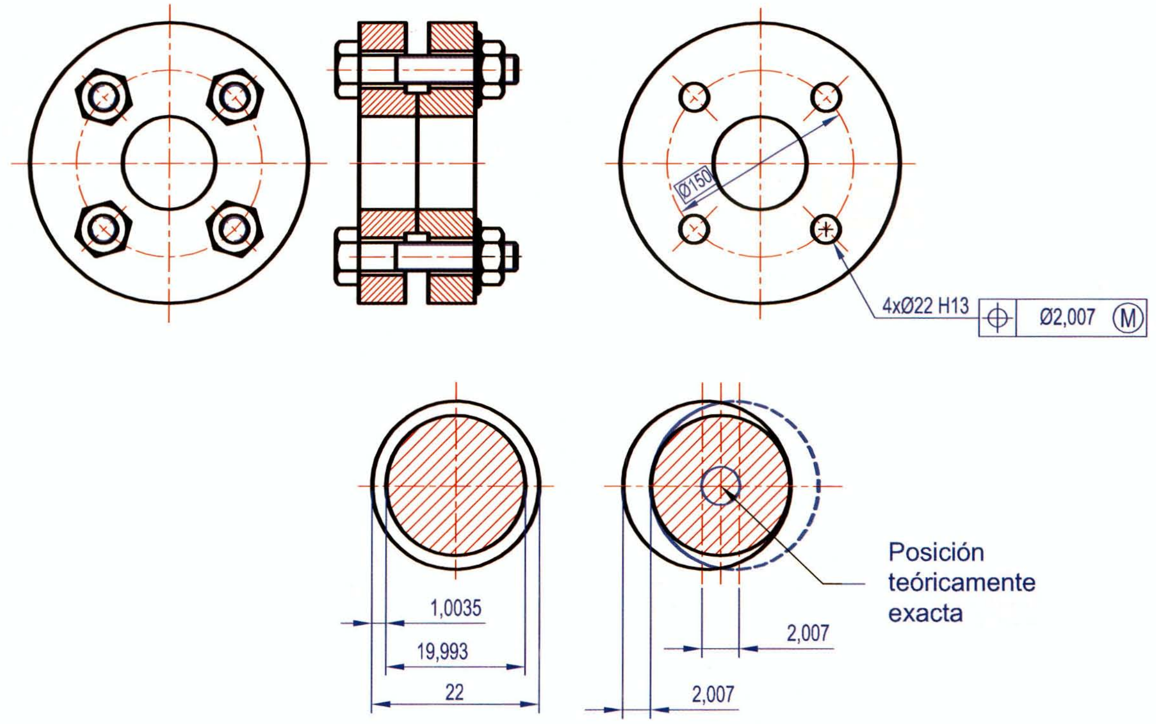


FIGURA 14.78. DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO ATORNILLADO CON AGUJEROS PASANTES EN LAS DOS BRIDAS.

Supongamos un ejemplo como el de la figura 14.78, en el que se quiere diseñar una unión entre dos bridas con cuatro tornillos. Los tornillos de unión se supondrán de *M*20. Se considerará una tolerancia para la parte no roscada de los tornillos de *g*6. Los agujeros pasantes de las bridas para tornillos de *M*20 deben ser de 22*H*13. De esta forma, las dimensiones límite de los diámetros de los tornillos serán 19,993 y 19,980, y para los agujeros 22,0 y 22,330.

Para estas condiciones se pretende determinar la tolerancia de posición de los agujeros sobre cada brida de forma que se garantice que se puede realizar correctamente el montaje.

La condición de montaje más desfavorable se producirá cuando tanto los tornillos como los taladros estén en su condición de máximo material, es decir, cuando los diámetros sean 19,993 y 22, respectivamente. En esta situación, la posición límite que permitiría realizar el montaje se produce cuando los dos agujeros son tangentes al tornillo, según se muestra en la figura 14.78. En este caso se puede permitir una oscilación de la posición de cada uno de los agujeros, respecto de la teóricamente exacta, comprendida en un círculo de diámetro 2,007, que será la tolerancia requerida para garantizar el montaje.

Supongamos ahora un montaje similar al anterior (figura 14.79), en el que una brida tiene unos pivotes y la otra taladros.

En este caso se utilizan pivotes roscados fijos a una brida y se tiene que determinar la tolerancia de posición para los centros de los pivotes de una brida y para los taladros de la otra para garantizar montaje.

Los pivotes roscados se supondrán también de *M*20. Se considerará una tolerancia para el pivote en su parte cilíndrica no roscada de *g*6. Los agujeros pasantes de la otra brida serán 22*H*13. De esta forma, las dimensiones límite de los diámetros serán 19,993, 19,980 y 22,0, 22,330 respectivamente.

Para estas condiciones se pretende determinar la tolerancia de posición en cada brida de forma que se garantice que se puede realizar correctamente el montaje.

La condición de montaje más desfavorable se producirá cuando los elementos estén en su

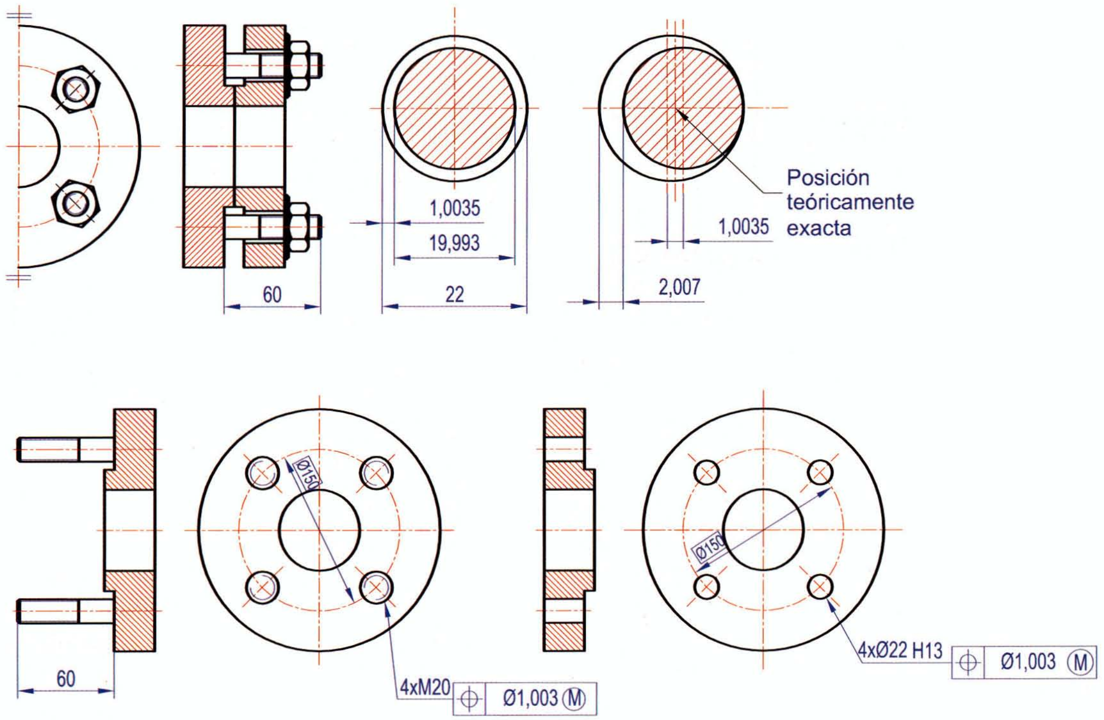


FIGURA 14.79. MONTAJE CON UNA BRIDA CON PIVOTES Y LA OTRA CON TALADROS.

condición de máximo material, es decir, cuando los diámetros sean 19,993 y 22, respectivamente. En esta situación, la posición límite que permitiría realizar el montaje se produce cuando los agujeros de una brida son tangentes al pivote roscado sobre la otra, según se muestra en la figura 14.79. En este caso se puede permitir una separación máxima entre los ejes del pivote y del agujero de 1,003 (despreciando el cuarto decimal), que será la tolerancia requerida para garantizar el montaje y que proviene de haber repartido 2,007 entre las dos bridas.

Supongamos por último un montaje similar a los anteriores, donde se sustituyen los pivotes por espárragos roscados a la brida (figura 14.80).

En este caso, para garantizar el montaje de los elementos, la tolerancia de posición de los agujeros roscados donde se van a sujetar los espárragos depende también del propio espárrago, que es un elemento independiente de la brida. Para este tipo de situaciones se utiliza lo que se denomina *zona de tolerancia proyectada.*

La indicación de zona de tolerancia proyectada se utiliza cuando una tolerancia de orientación o de situación no se aplica a un elemento en sí mismo, sino a una proyección exterior de él. La zona de tolerancia proyectada se indica con el símbolo Ⓟ.

La zona de tolerancia proyectada se debe especificar en dos lugares. Se debe indicar el elemento al que se aplica la zona de tolerancia proyectada utilizando el símbolo Ⓟ dentro del rectángulo de tolerancia en la vista principal

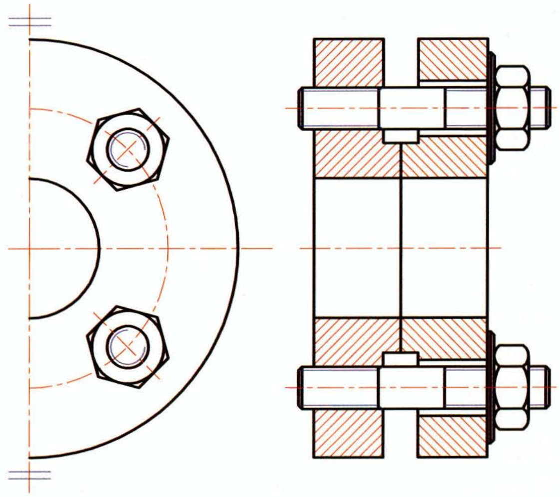


FIGURA 14.80. DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO CON ESPÁRRAGOS.

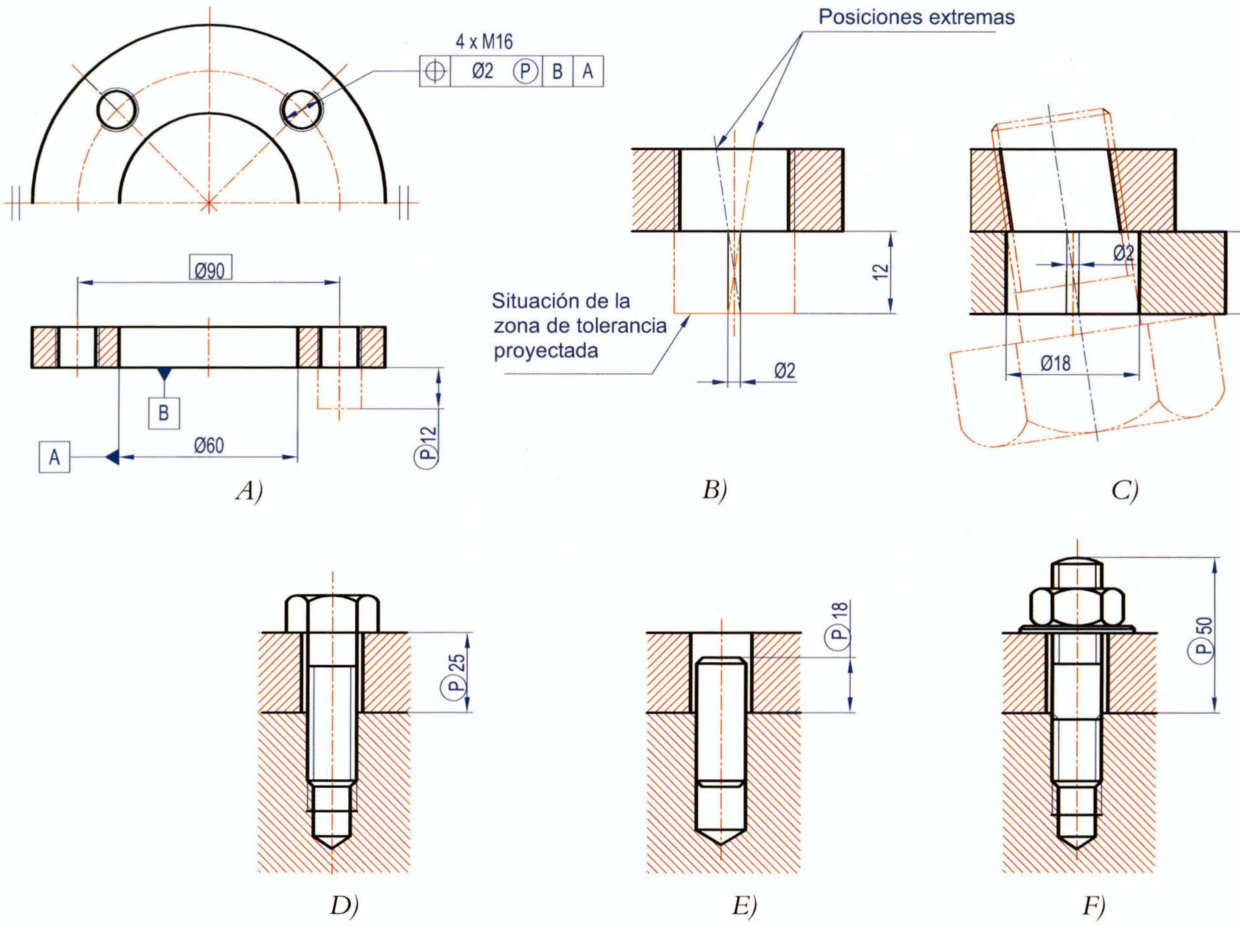


FIGURA 14.81. ZONA DE TOLERANCIA PROYECTADA.

del dibujo, situando el símbolo detrás del valor de la tolerancia. Además, se debe indicar también en una vista del dibujo la situación de la zona de tolerancia proyectada, colocando el símbolo Ⓟ delante de la cota que sitúa la zona proyectada. La zona proyectada se representa con línea fina de trazo y dos puntos. En la figura 14.81A aparece un ejemplo de indicación de zona de tolerancia proyectada.

En la figura 14.81B aparece la interpretación de la tolerancia especificada con la indicación de zona de tolerancia proyectada. El eje de cada uno de los cuatro agujeros de *M*16 se encuentra dentro de una zona de tolerancia cilíndrica de valor 2 de 12 mm de altura, es decir, está situada entre dos planos separados 12 mm. La cota de 12 mm corresponde al espesor de la pieza con la que va a acoplar. La especificación de esta zona de tolerancia supone que las posiciones extremas de los ejes de los taladros son las que aparecen en la figura 14.81B. En la figura 14.81C se muestra una aplicación con las condiciones extremas de montaje especificadas con la zona de tolerancia proyectada.

La especificación de zona de tolerancia proyectada se utiliza para garantizar el montaje de dos elementos unidos entre sí, permitiendo controlar las desviaciones de perpendicularidad que se producen al establecer tolerancias de posición. Aunque existen otras formas de absorber esta desviación de perpendicularidad, como por ejemplo estableciendo tolerancias de perpendicularidad adicionales o reduciendo la tolerancia de los elementos, el establecimiento de la zona de tolerancia proyectada permite obtener la tolerancia máxima que asegure el montaje de las piezas. La cota de situación de la zona de tolerancia proyectada depende de las dimensiones del elemento con el que va a acoplar la pieza, y es cota funcional.

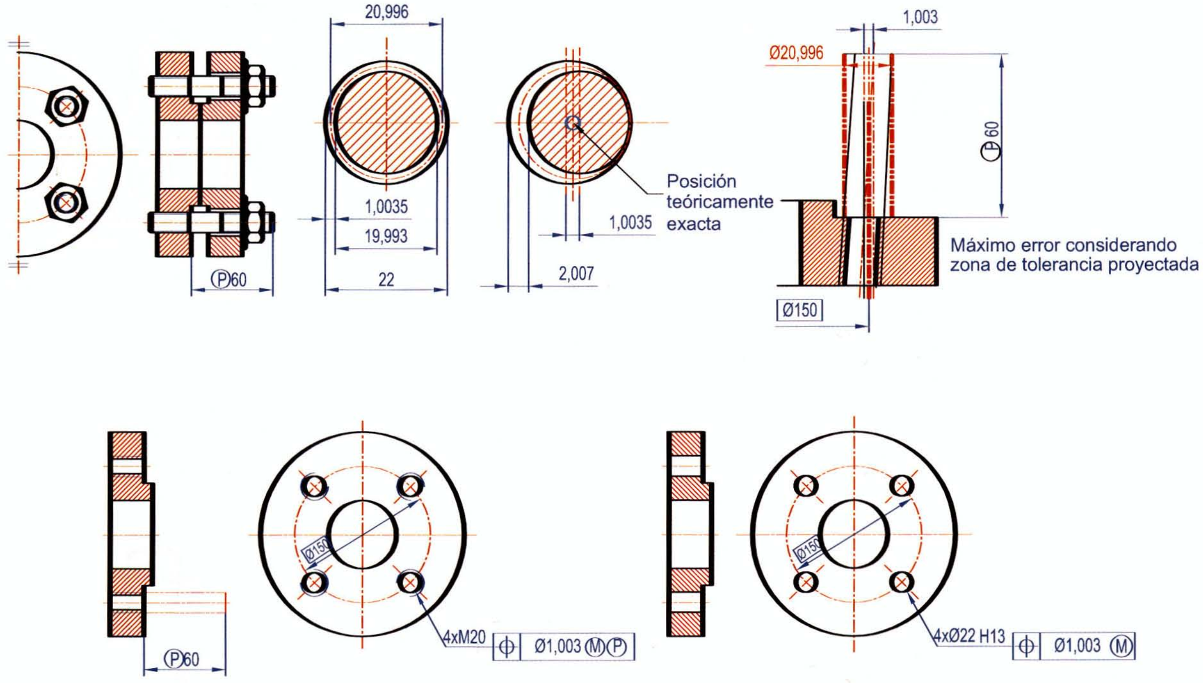


FIGURA 14.82. DISEÑO DE UN ACOPLAMIENTO CON ESPÁRRAGOS. AGUJERO PASANTE EN UNA BRIDA Y ROSCADO EN LA OTRA.

La longitud funcional de la zona proyectada es mínima. Cuando el elemento de unión sea un tornillo, la longitud mínima especificada será el espesor de la pieza o piezas acopladas (figura 14.81D). Cuando el elemento de unión sea un pasador (figura 14.81E) o un espárrago (figura 14.81F) la longitud mínima especificada será la longitud máxima que sobresale del elemento, ya que, si no, no puede realizarse el montaje.

Si volvemos al caso del montaje de las dos bridas utilizando espárragos roscados a una de ellas, se pretende determinar la tolerancia de posición para cada una de las dos bridas.

La aplicación en este caso de la zona de tolerancia proyectada es fundamental, ya que permite trabajar con una tolerancia máxima y seguir garantizando el montaje. Para garantizar el montaje, se debe permitir que el eje del espárrago (que está fijo mediante la unión roscada a una brida) esté dentro de un cilindro situado a continuación de la brida, con un diámetro de 1,003 y de altura 60 (la de la parte saliente del espárrago). La especificación de la condición de máximo material en la zona de tolerancia proyectada en la brida con los agujeros roscados indica que el elemento virtual incluido en la brida (el cilindro de altura 60 y diámetro 20, que corresponde al espárrago) debe considerarse en su condición de máximo material. De esta forma, el calibre funcional de verificación que se debe diseñar para comprobar la tolerancia establecida en la brida con los agujeros roscados es el que corresponde al conjunto de la brida con los espárragos montados y con éstos en su condición de máximo material.

Aplicación del requisito de mínimo material a elementos huecos

En la figura 14.83 aparece un ejemplo donde se establece un requisito de mínimo material para un tubo hueco donde se pretende controlar su espesor mínimo en función de la tolerancia de posición de los dos elementos del mismo.

En la figura 14.83A se aplica el requisito de mínimo material solamente. La interpretación de este requisito supone que cualquier sección del orifico interior debe resultar, como mucho, tangente por el interior a la medida virtual para mínimo material, y que la distancia entre dos puntos diametralmente opuestos de la sección debe estar en el margen permitido por la tolerancia dimensional.

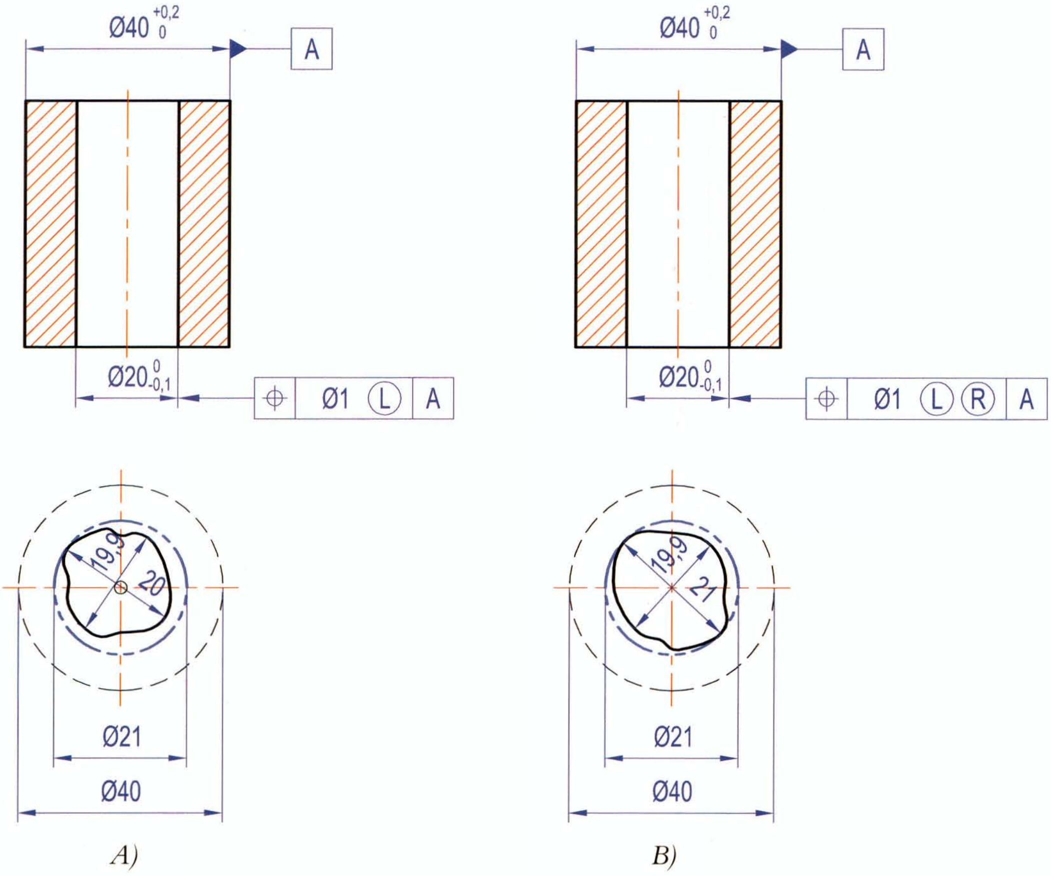


FIGURA 14.83. EJEMPLO DE APLICACIÓN DEL REQUISITO DE MÍNIMO MATERIAL Y DEL DE RECIPROCIDAD.

Cuando se aplica el requisito de reciprocidad junto con el de mínimo material (figura 14.83B) la dimensión máxima puede aumentarse hasta alcanzar la medida virtual en mínimo material, y la dimensión mínima no puede ser inferior a la MMC.

14.7.8. PIEZAS NO RÍGIDAS

Algunas piezas, cuando no están en su estado libre, pueden deformarse significativamente debido a su peso, flexibilidad o liberación de tensiones internas producidas por su proceso de fabricación. Ejemplos de estas piezas son las fabricadas con materiales tipo gomas, plásticos, o piezas metálicas de pequeño espesor y gran flexibilidad.

Estas piezas se denominan *piezas no rígidas.* Dependiendo de su funcionalidad, puede ser necesario especificar tolerancias en el estado libre de la pieza o en sus condiciones de montaje y funcionamiento.

Los planos de *piezas no rígidas* deben incluir las siguientes indicaciones:

- Cerca del cuadro de rotulación, la indicación ISO 10579-NR.
- En una anotación, las condiciones bajo las cuales la pieza se debe montar para cumplir los requisitos funcionales.
- Las variaciones geométricas permitidas en estado libre, usando el modificador dentro y al final del rectángulo de tolerancia.
- Las condiciones bajo las que se consigue la tolerancia geométrica en estado libre, como por ejemplo la dirección de la gravedad, la orientación de la pieza, etcétera.

La indicación de "estado libre" para piezas no rígidas se realiza solamente para tolerancias

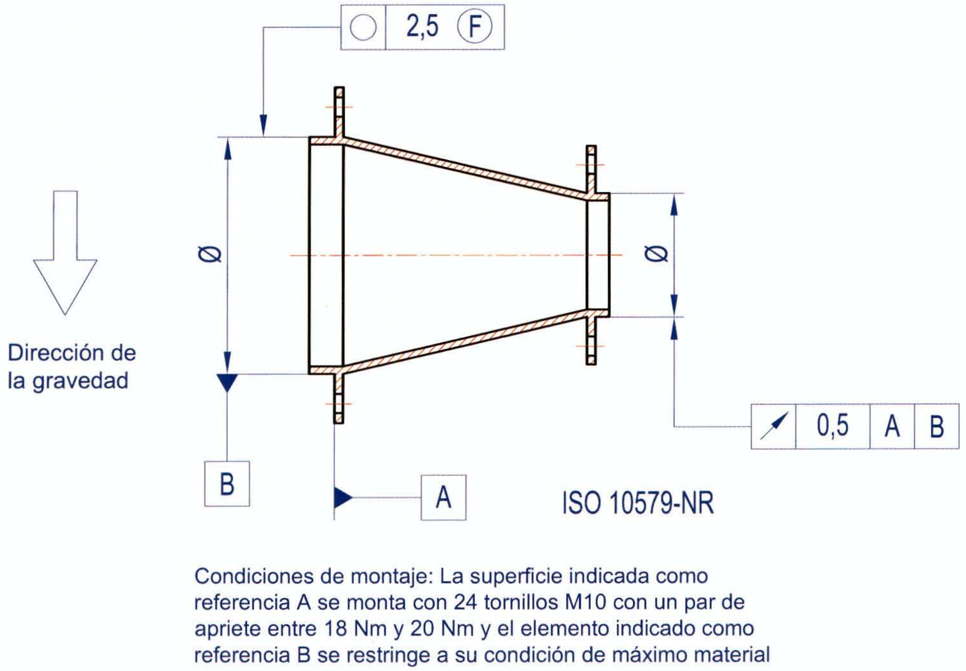


FIGURA 14.84. INDICACIONES PARA PIEZAS NO RÍGIDAS.

de forma. Las tolerancias geométricas que no están afectadas por el modificador se consideran en el estado final de la pieza montada y en condiciones de funcionamiento.

En la figura 14.84 aparece un ejemplo de esta especificación.

14.8. CRITERIOS GENERALES DE APLICACIÓN DE LAS TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS

El objetivo de este apartado es señalar los criterios generales de aplicación de todas las tolerancias geométricas y de los principios de independencia, envolvente, máximo material y mínimo material, especificando para cada una de ellas cuándo y en qué condiciones pueden y deben aplicarse.

Con objeto de comprender y de establecer los criterios de aplicación de cada grupo de tolerancias geométricas se detallan en esta sección unas tablas explicativas en las que se establece, para cada tolerancia, la forma de la zona de tolerancia, el tipo de elementos a los que se aplica, las aplicaciones industriales más usuales y los controles indirectos, es decir, las tolerancias que controlan indirectamente a una dada (solamente se debe establecer una tolerancia geométrica cuando el valor de ésta sea más estricto que el que establecen sus controles indirectos).

Para cada grupo de tolerancias geométricas se establecen los criterios de aplicación; es decir, si la tolerancia necesita referencia, a qué elementos se puede aplicar, si se pueden establecer MMR Ⓜ y LMR Ⓛ, si se considera el principio de independencia (PI) y si se puede aplicar el requisito de la envolvente Ⓔ.

En las tablas, *ETD* significa elemento con tolerancia dimensional, *PI* significa principio de independencia (es decir, la tolerancia geométrica debe cumplirse para cualquier dimensión permitida por la tolerancia dimensional, salvo que se apliquen MMR Ⓜ o LMR Ⓛ o el requisito de la envolvente).

14.8.1. REQUISITO DE ENVOLVENTE

El requisito de envolvente exige que no se sobrepase la envolvente de forma perfecta en condición de máximo material del elemento al que se aplica. Establece los valores límite extremos para unas tolerancias dimensionales deter-

minadas, de forma que esta especificación determina la forma externa máxima del elemento. El elemento podrá adoptar, dentro de esa condición máxima, cualquier forma.

Se usa para piezas destinadas a ensamblar. Permite una acotación simple y no redundante. Asimismo, permite un control simple con calibres definidos en la condición de máximo material.

No es conveniente utilizarlo en piezas de gran longitud relativa o de pequeño espesor, donde tenga sentido la consideración de piezas flexibles.

14.8.2. Principio de independencia

Establece que cada requisito dimensional o geométrico especificado debe ser respetado por sí mismo, al margen de otros que pueda haber, salvo que se especifique alguna indicación particular, como por ejemplo la aplicación del requisito de máximo material.

Este requisito se aplica a elementos que no están destinados a acoplarse y a elementos de gran longitud. Sin embargo, no se aplica cuando los elementos que se controlan no están definidos por tolerancias dimensionales.

Se usa también para elementos críticos para los que no se puede aplicar el MMR.

14.8.3. Requisito de máximo material (MMR)

Permite establecer dependencia entre las tolerancias dimensionales y las geométricas.

Se aplica a elementos que deben acoplarse, con objeto de garantizar el montaje de los mismos. Permite un enfoque y un análisis funcional óptimo. Es particularmente útil para piezas intercambiables. Permite definir calibres de control, así como optimizar las tolerancias de fabricación.

Se aplica a tolerancias de posición, coaxialidad, simetría, paralelismo, perpendicularidad, angularidad y rectitud de ejes.

El requisito de máximo material se utiliza fundamentalmente para garantizar el montaje de piezas y para elementos no críticos. El uso del MMR reduce el coste de fabricación y de verificación.

Sin embargo, el requisito de máximo material no debe utilizarse en aplicaciones críticas, como enlaces cinemáticos, centros de engranajes, agujeros roscados, agujeros de ajuste, etc., para los que un incremento de tolerancia implica un riesgo funcional.

14.8.4. Requisito de mínimo material (LMR)

El requisito de mínimo material (LMR) está directamente relacionado con el requisito de máximo material. Tiene especial aplicación en el establecimiento de requisitos de espesores mínimos de piezas o de dimensiones de huecos máximas con el fin de conseguir resistencias mecánicas adecuadas y prevenir fracturas y roturas del material.

14.8.5. Referencias

Los elementos que se eligen como referencias deben estar claramente identificados y ser fácilmente reconocibles.

Deben tomarse como referencias los elementos correspondientes en piezas que encajan (p. ej., ejes o planos de simetría) con objeto de facilitar los cálculos y asegurar el correcto acoplamiento de las piezas.

Para poder medir correctamente y realizar verificaciones, los elementos de referencia deben poder ser accesibles durante el proceso de fabricación.

Se deben establecer referencias siempre que sea necesario para evitar ambigüedad en los requisitos de diseño.

Las referencias deben ser elementos construidos con precisión.

14.8.6. Tolerancias de forma

Se utilizan para definir los errores en la forma de un elemento (en realidad, de la superficie exterior del elemento) con relación a sí mismo, sin referencia a otros elementos.

Tolerancia		Zona de tolerancia	Aplicación	Controles indirectos
Planitud ⏥		Dos planos paralelos separados la tolerancia, uno de ellos tangente a los tres puntos más exteriores de la superficie a controlar	En juntas, cierres, e interfaces de piezas de unión Para mejor contacto con un plano de referencia	Ⓔ perpendicularidad, paralelismo, angularidad, alabeo axial, perfil de superficie
Rectitud —	Como elemento de control de superficies	Dos líneas paralelas a cada elemento línea de la superficie separadas la tolerancia, una de ellas definida por los dos puntos más exteriores de la línea de la superficie	Para control de la forma de superficies, como por ejemplo conicidad	Ⓔ perpendicularidad, paralelismo, angularidad, planitud, alabeo axial, perfil de línea, perfil de superficie
	Como elemento de control de un eje o de un plano medio	Aplicada a ejes: el eje del ETD debe estar dentro de un cilindro de diámetro la tolerancia Aplicada a planos medios: La zona de tolerancia son dos planos paralelos. Cada elemento línea del plano medio debe estar entre los dos planos	Aplicando el MMR se utiliza para garantizar montaje	Ⓔ cilindricidad, alabeo axial, perfil de superficie
Redondez ○		Cualquier sección recta del elemento controlado debe estar entre dos círculos separados radialmente la tolerancia. No se controla la posición del centro de los círculos	Limitar el ovalamiento del diámetro de un árbol. Este defecto puede causar fallos prematuros de cojinetes y rodamientos	Ⓔ cilindricidad, perfil de línea, alabeo radial
Cilindricidad ⌭		Dos cilindros coaxiales con una diferencia de radios igual a la tolerancia	Control simultáneo de redondez, rectitud y abombamiento de un árbol	Ⓔ perfil de superficie, alabeo axial

Tolerancia	¿Se requiere referencia?	Puede aplicarse a		Pueden aplicarse Ⓜ y Ⓛ	Puede aplicarse PI	Puede aplicarse Ⓔ
		Superficies	ETD			
Planitud	NO	SÍ	NO	NO	Siempre	SÍ
Rectitud	NO	SÍ	SÍ	SÍ cuando se aplica a ETD	SÍ cuando se aplica a ETD	NO cuando se aplica a ETD
Redondez	NO	SÍ	NO	NO	Siempre	SÍ
Cilindricidad	NO	SÍ	NO	NO	Siempre	SÍ

14.8.7. Tolerancias de orientación

Los controles de orientación se usan cuando los límites establecidos por otras cotas y otros controles geométricos no son suficientes para garantizar la función o la intercambiabilidad de la pieza. Necesitan siempre una referencia y definen la orientación de elementos en una pieza.

Tolerancia	Zona de tolerancia	Aplicación	Controles indirectos
Perpendicularidad ⊥	Dos planos paralelos Un cilindro	Puede aplicarse a una superficie, un ETD plano o a un ETD cilíndrico	Posición, simetría, coaxialidad, alabeo radial o axial, perfil de línea, perfil de superficie
Angularidad ∠	Dos planos paralelos Un cilindro	Puede aplicarse a una superficie o a un ETD cilíndrico	Posición, alabeo axial, perfil de superficie
Paralelismo //	Dos planos paralelos Un cilindro	Puede aplicarse a una superficie o a un ETD cilíndrico	Posición, alabeo axial, perfil de superficie

Tolerancia	¿Se requiere referencia?	Puede aplicarse a		Pueden aplicarse Ⓜ y Ⓛ	Puede aplicarse PI	Puede aplicarse Ⓔ
		Superficies	ETD			
Perpendicularidad	SÍ	SÍ	SÍ	SÍ cuando se aplica a ETD	SÍ	NO
Angularidad	SÍ	SÍ	SÍ	SÍ cuando se aplica a ETD	SÍ	NO
Paralelismo	SÍ	SÍ	SÍ	SÍ cuando se aplica a ETD	SÍ	NO

14.8.8. Tolerancias de situación

Se utilizan para definir la situación de ETD (elementos con tolerancia dimensional).

Tolerancia		Zona de tolerancia	Aplicación		Controles indirectos
Posición ⌖	MMR	La zona de tolerancia se considera una zona límite Permite aumentos de tolerancia cuando el elemento se aleja de su MMC o LMC. Se puede utilizar un calibre funcional fijo	Ⓜ	Garantizar montaje Distancia entre ETD no críticos (agujeros, cajas, tetones, ranuras, etc.) Situación de ETD o de grupos de ETD no críticos (agujeros, cajas, tetones, ranuras, etc.) Coaxialidad y simetría (entendidas como tolerancias de posición de valor cero) entre ETD	NO
			Ⓛ	Espesores mínimos Distancia mínima entre elementos Alineamiento	
	PI	La zona de tolerancia se aplica al eje o al plano medio del ETD La zona de tolerancia es un cilindro o dos planos paralelos con el eje centrado en la cota de referencia. El valor de la tolerancia se aplica teniendo en cuenta PI Se tiene que utilizar un calibre de verificación variable	Cuando no se pueden aplicar aumentos de tolerancias		NO

Tolerancia	Zona de tolerancia	Aplicación	Controles indirectos
Coaxialidad ◎	La zona de tolerancia es un cilindro coaxial con la referencia. El punto medio de cualquier pareja de puntos diametralmente opuestos debe estar dentro de la zona de tolerancia	Generalmente se aplica el PI. Se usa para garantizar el equilibrado de piezas, la uniformidad de espesores de paredes o aplicaciones que requieran distribuciones de masa uniformes Diferencias entre coaxialidad y alabeo axial: la forma de la zona de tolerancia; el alabeo afecta a la forma	NO
Simetría ⌯	La zona de tolerancia está formada por dos planos paralelos centrados con la referencia. El punto medio de cualquier pareja de puntos simétricamente opuestos debe estar dentro de la zona de tolerancia	Generalmente se aplica el PI Se usa para equilibrado de piezas, uniformidad de espesores de paredes o aplicaciones que requieran distribuciones de masa uniformes	NO

Tolerancia	¿Se requiere referencia?	Puede aplicarse a: Superficies	Puede aplicarse a: ETD	Pueden aplicarse Ⓜ y Ⓛ	Puede aplicarse PI	Puede aplicarse Ⓔ
Posición	En general SÍ	NO	SÍ	SÍ	SÍ	NO
Coaxialidad	SÍ	SÍ, superficies cilíndricas o de revolución	SÍ, si no afecta a la funcionalidad (según ISO) NO (según ANSI)	SÍ, si no afecta a la funcionalidad (según ISO) NO (según ANSI)	SÍ	NO
Simetría	SÍ	SÍ, a superficies planas	SÍ, si no afecta a la funcionalidad (según ISO) NO (según ANSI)	SÍ si no afecta a la funcionalidad (según ISO) NO (según ANSI)	SÍ	NO

14.8.9. Tolerancias de alabeo

Se utilizan para realizar controles combinados de forma, orientación y situación de elementos de revolución.

Tolerancia	Zona de tolerancia	Aplicación	Controles indirectos
Alabeo radial ↗	Dos círculos coaxiales centrados en la referencia (eje de giro). El círculo mayor es tangente a la superficie exterior de la pieza	Controla simultáneamente redondez, orientación (paralelismo normalmente) y descentramiento de un círculo	NO
Alabeo axial ⌰	Dos cilindros coaxiales centrados en la referencia (eje de giro). El cilindro mayor es tangente a la superficie exterior de la pieza. En el caso más general, dos superficies de revolución equidistantes y coaxiales	Controla simultáneamente cilindricidad, orientación (paralelismo normalmente) y descentramiento del eje de un cilindro	NO

Tolerancia	¿Se requiere referencia?	Puede aplicarse a		Pueden aplicarse Ⓜ y Ⓛ	Puede aplicarse PI	Puede aplicarse Ⓔ
		Superficies	ETD			
Alabeo radial	SÍ	SÍ	SÍ	NO	SÍ	SÍ
Alabeo axial	SÍ	SÍ	SÍ	NO	SÍ	SÍ

14.8.10. Tolerancias de perfiles

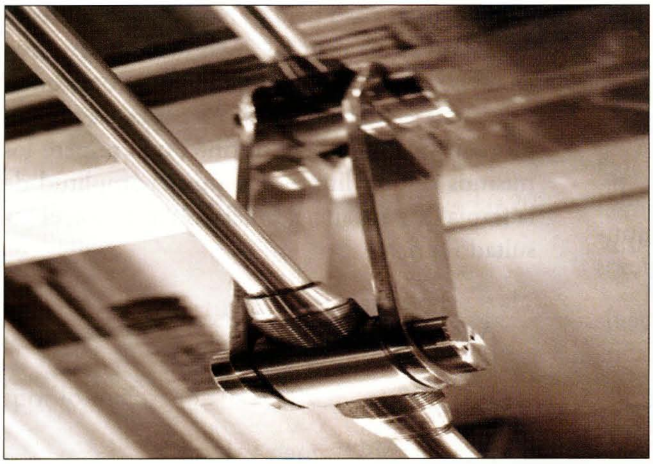
Se aplican a formas irregulares que son difíciles de controlar con otras tolerancias. Mediante referencias y cotas teóricamente exactas se define la línea o la superficie media con respecto a la que se sitúa centrada la zona de tolerancia.

Tolerancia	Zona de tolerancia	Aplicación	Controles indirectos
Perfil de línea	Dos líneas equidistantes del contorno nominal separadas entre sí la tolerancia	Se aplica a secciones y a cortes de piezas	Si la línea está definida con tolerancias dimensionales, el valor de la tolerancia geométrica debe ser menor que las dimensionales
Perfil de superficie	Dos superficies equidistantes de la superficie nominal separadas entre sí la tolerancia	Se aplica a piezas que tienen sección constante, superficies de revolución, piezas soldadas, forjas, fundiciones, donde es útil un requisito conjunto	Si está definida con tolerancias dimensionales, el valor de la tolerancia geométrica debe ser menor que las dimensionales

Tolerancia	¿Se requiere referencia?	Puede aplicarse a		Pueden aplicarse Ⓜ y Ⓛ	Puede aplicarse PI	Puede aplicarse Ⓔ	Puede aplicarse Ⓜ y Ⓛ a referencia
		Superficies	ETD				
Perfil de línea	SÍ, aunque puede ussarse con o sin referencia.	SÍ	NO	NO (Si pueden usarse en las referencias)	SÍ	NO	SÍ
Perfil de superficie	SÍ, aunque puede ussarse con o sin referencia.	SÍ	NO	NO (Si pueden usarse en las referencias)	SÍ	NO	SÍ

14.9. NORMATIVA

Norma	Título
UNE - EN ISO 1101 (ISO 1101: 2004)	Especificación geométrica de producto (GPS). Acotado geométrico. Tolerancias de forma, orientación, localización y alabeo.
ISO 128-24: 1999	Dibujos técnicos. Principios generales de presentación. Parte 24: Líneas en dibujos de ingeniería mecánica.
ISO 1660: 1987	Dibujos técnicos. Acotación y tolerancias de perfiles.
ISO 2692: 2006	Dibujos técnicos. Tolerancia geométrica. Requisito de máximo material (MMR) y requisito de mínimo material (LMR).
ISO 2768-2: 1989	Tolerancias generales. Parte 2: Tolerancias para cotas geométricas sin indicación individual de tolerancia.
ISO 5458: 1998	Especificación geométrica de productos (GPS). Tolerancias geométricas. Tolerancias de posición.
ISO 5459: 1981	Dibujos técnicos. Tolerancias geométricas. Referencias y sistemas de referencia para tolerancias geométricas.
ISO 8015: 1985	Dibujos técnicos. Principio de tolerancias fundamentales (UNE 1140-90).
ISO 10578: 1993	Dibujos técnicos. Tolerancia de orientación y localización. Zona de tolerancia proyectada.
ISO 10579: 1992	Dibujos técnicos. Indicación de las cotas con sus tolerancias y acotación. Piezas no rígidas.
ISO/TS 12180-1: 2003	Especificaciones geométricas de producto (GPS). Cilindricidad. Parte 1: Vocabulario y parámetros de cilindricidad.
ISO/TS 12180-2: 2003	Especificaciones geométricas de producto (GPS). Cilindricidad. Parte 2: Operadores de especificación.
ISO/TS 12181-1: 2003	Especificaciones geométricas de producto (GPS). Redondez. Parte 1: Vocabulario y parámetros de redondez.
ISO/TS 12181-2: 2003	Especificaciones geométricas de producto (GPS). Redondez. Parte 2: Operadores de especificación.
ISO/TS 12780-1: 2003	Especificaciones geométricas de producto (GPS). Rectitud. Parte 1: Vocabulario y parámetros de rectitud.
ISO/TS 12780-2: 2003	Especificaciones geométricas de producto (GPS). Rectitud. Parte 2: Operadores de especificación.
ISO/TS 12781-1: 2003	Especificaciones geométricas de producto (GPS). Planitud. Parte I: Vocabulario y parámetros de planitud.
ISO/TS 12781-2: 2003	Especificaciones geométricas de producto (GPS). Planitud. Parte 2: Operadores de especificación.
ISO 14660-1: 1999	Especificación geométrica de productos (GPS). Elementos geométricos. Parte 1: Términos generales y definiciones. (ISO 14660-1:1999).
ISO 14660-2: 1999	Especificación geométrica de productos (GPS). Elementos geométricos. Parte 2: Línea media representativa de un cilindro y de un cono, superficie media representativa, talla local de un elemento representativo.
ISO/TS 17450-2: 2002	Especificaciones geométricas de producto (GPS). Conceptos generales. Parte 2: Principios básicos, especificaciones, operadores e incertidumbres.



15

Análisis funcional

Introducción

El análisis funcional consiste en realizar una selección razonada de las condiciones dimensionales y geométricas con objeto de especificar solamente las que afecten directamente a las condiciones de aptitud del producto para su utilización prevista. Se trata pues de una metodología de especificación y de descripción del producto que define una pieza basándose en cómo funciona en el producto final.

En general, se han desarrollado tres tipos de tolerancias: dimensionales, geométricas y operacionales. Las dos primeras categorías se usan básicamente en el diseño del producto, mientras que la tercera se utiliza en el diseño del proceso.

Las tolerancias dimensionales se basan en las cotas de la pieza, y las tolerancias geométricas aplican tolerancias directamente a atributos de elementos como su tamaño, posición, forma o situación espacial.

Se fundamentan en tres ideas básicas: el establecimiento de una tolerancia geométrica para un elemento exige que el elemento se inscriba dentro de una zona de tolerancia con una forma y dimensión especificadas por la tolerancia; una tolerancia geométrica controla explícitamente sólo la propiedad del elemento a la que se aplica, pero puede controlar implícitamente otras tolerancias; determinadas zonas de tolerancia pueden situarse libremente en el espacio mientras que otras se sitúan en las piezas mediante referencias y sistemas de referencias.

El análisis funcional es el proceso de tomar tolerancias conocidas y analizar la combinación de éstas mediante el diseño de conjuntos para garantizar determinados requisitos funcionales, como por ejemplo, el montaje de varias piezas.

La forma de proceder a este análisis es establecer cadenas de cotas. Existen varios métodos para su definición: condición más desfavorable *(worst-case limit tolerancing)* y tolerancias estadísticas.

En este capítulo se define el concepto de cadena de cotas y se presentan los métodos más habituales para su análisis: caso más desfavorable y métodos estadísticos.

Los métodos desarrollados se presentan aplicados a cadenas de cotas formadas por cotas lineales y tolerancias dimensionales y a cadenas de cotas determinadas por tolerancias geométricas.

El capítulo termina con varios ejemplos de realización de transferencia de cotas.

15.1. Cadenas de cotas

Una cadena de cotas es un conjunto de medidas encadenadas con su signo que permite obtener un lazo cerrado, obteniendo una cota a partir del resto del lazo (figura 15.1). La cadena de cotas afecta habitualmente a un conjunto de cotas que pertenecen a distintas piezas que encajan entre sí.

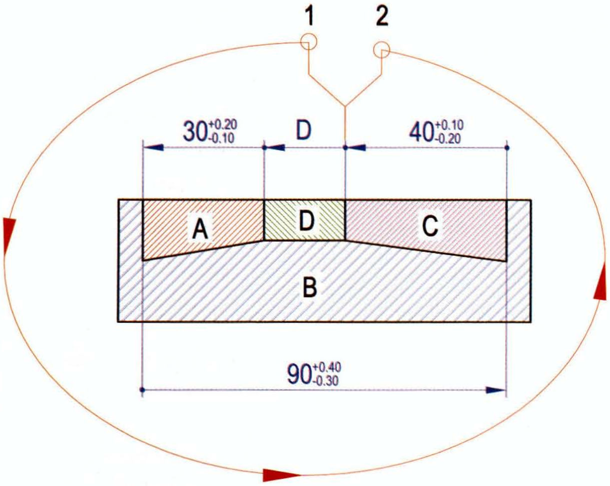


Figura 15.1. Cadena de cotas.

Así por ejemplo, en la figura 15.1, si

$$A = 30^{+0,20}_{-0,10}$$
$$B = 90^{+0,40}_{-0,30}$$
$$C = 40^{+0,10}_{-0,20}$$

se trataría de determinar la cota *D* para garantizar que se puede encajar en el montaje definido por las cotas *A*, *B* y *C*, sabiendo que la pieza *D* tiene una tolerancia de ±0,20 y que se debe cumplir el requisito funcional de que la holgura que deja al encajar sea mayor o igual a un valor dado de 0,1.

La cadena de cotas permite obtener la cota *D* partiendo del punto 1 y terminando en el punto 2, encadenando las distintas cotas, con su signo. De esta forma, la holgura *G* que permite el montaje se puede expresar como:

$$G = -D - A + B - C$$

El primer paso para trabajar con las cadenas de cotas es convertir las cotas en cotas con tolerancia simétrica; es decir, dada una cota con su tolerancia, se debe obtener una cota, en principio con valor nominal distinto, que respete los mismos valores límite y la misma amplitud de la franja de tolerancia. En el caso anterior, el resultado sería:

$$A = 30^{+0,20}_{-0,10} = 3005^{\pm 0,15}$$
$$B = 90^{+0,40}_{-0,30} = 9005^{\pm 0,35}$$
$$C = 40^{+0,10}_{-0,20} = 3995^{\pm 0,15}$$

Una vez establecidos los valores necesarios para el cálculo, se procede a realizar alguno de los métodos de análisis, como el método del caso más desfavorable o los métodos estadísticos.

15.1.1. Método del caso más desfavorable

El *método del caso más desfavorable* (WCM, *Worst Case Method*) permite obtener el valor del requisito y su tolerancia garantizando siempre la funcionalidad de la pieza para cualquier valor que tomen los eslabones de la cadena dentro de sus tolerancias.

Se denomina “método del caso más desfavorable” porque se usa sumando o restando valores máximos o mínimos de los eslabones e, independientemente de los valores finales correspondientes a las medidas de las piezas ya fabricadas, como los valores límite obtenidos para el requisito son los extremos, siempre se garantiza que se van a cumplir las condiciones del requisito. Este método no tiene en cuenta distribuciones estadísticas de las piezas fabricadas, por lo que se usa solamente en los casos que tienen una interferencia crítica con otras y cuando es necesario el garantizar el montaje en dichas condiciones críticas.

Así, para el caso anterior de la figura 15.1 se tiene:

$$G_{mín} = 0,1 =$$
$$- D_{máx} - A_{máx} + B_{mín} - C_{máx}$$

de donde:

$$0{,}1 = -D_{máx} - 30{,}20 + 89{,}70 - 40{,}10$$
$$D_{máx} = 19{,}30$$

Y como la tolerancia de la pieza *D* es ±0,20, se tiene:

$$D_{mín} = 19{,}30 - 0{,}40 = 18{,}90$$

por lo que:

$$D = 19{,}1^{+0{,}20}_{-0{,}20} = 19^{+0{,}30}_{-0{,}10}$$

Los valores máximo y mínimo de la holgura *G* serán:

$$G_{mín} = -D_{máx} - A_{máx} + B_{mín} - C_{máx} = = -19{,}30 - 30{,}20 + 89{,}70 - 40{,}10 = 0{,}1$$
$$G_{máx} = -D_{mín} - A_{mín} + B_{máx} - C_{mín} = = -18{,}90 - 29{,}90 + 90{,}40 - 39{,}80 = 1{,}80$$

Restando ambas expresiones se tiene:

$$G_{máx} - G_{mín} = (D_{máx} - D_{mín}) + (A_{máx} - A_{mín}) + + (B_{máx} - B_{mín}) + (C_{máx} - C_{mín})$$
$$G_{máx} - G_{mín} = TD + TA + TB + TC = = 0{,}40 + 0{,}30 + 0{,}70 + 0{,}30 = 1{,}70$$

y

$$G_{nom} = (G_{máx} - G_{mín}) / 2 = 0{,}95$$

Como se puede comprobar, la tolerancia de la holgura es la suma de las tolerancias de cada eslabón de la cadena de cotas.

Por lo tanto, si se construye una pieza con una dimensión

$$D = 19^{+0{,}30}_{-0{,}10}$$

se garantiza que para cualquier valor de las piezas *A*, *B* y *C* con cotas dentro de las tolerancias especificadas, cualquier posible pieza *D* que cumpla con la tolerancia especificada podrá encajarse, ya que la holgura será siempre mayor que 0,1.

15.1.2. Métodos estadísticos

Las tolerancias estadísticas aplican modelos estadísticos basados en el hecho de que es más probable que las piezas fabricadas estén cerca del centro de la zona de tolerancia que de los extremos de las zonas de tolerancia, según una distribución normal.

Las tolerancias estadísticas se basan en establecer para cada cota una distribución estadística, normal en el caso más sencillo $N(\mu, \sigma)$, siendo μ y σ la media y desviación típica, respectivamente, de la característica que se mide en el proceso de fabricación.

Se denomina capacidad del proceso (*C*) a seis veces la desviación típica de la característica o cota en estudio, $C = 6\sigma$. Conocer la capacidad de un proceso es fundamental para analizar la adecuación para la fabricación de productos con tolerancias o especificaciones establecidas.

El índice de capacidad de un proceso mide la ratio de variabilidad de un proceso de fabricación. El índice de capacidad se define como:

$$C_p = \frac{LS - LI}{6\sigma}$$

donde *LS* y *LI* son los límites de tolerancia técnica, es decir, límites superiores e inferiores especificados entre los que se aceptarán como válidas las piezas fabricadas.

Si $LS - LI \simeq 6\sigma$ (por ejemplo, $LS = 3\sigma$ y $LI = 3\sigma$), se obtiene un $C_p = 1$ y se tendrá aproximadamente un 0,3% de defectuosos. En el pasado, cuando el índice de capacidad tomaba el valor 1, el proceso se denominaba *justamente apto* para su fabricación. En la actualidad este porcentaje de defectuosos se considera inadmisible en procesos en los que el número de defectos se cuenta en tantos por millón (figura 15.2).

De esta forma, solamente se considerarán piezas para el análisis funcional incluidas dentro del margen especificado por C_p.

Existen varios métodos estadísticos para el análisis de cadenas de cotas. El más sencillo es el método RSS *(Root Sum Squares)*.

Este método se basa en que, como los eslabones de cadena son independientes, la varianza del

requisito final es la suma de varianzas de cada eslabón, siendo las covarianzas entre ellos nulas.

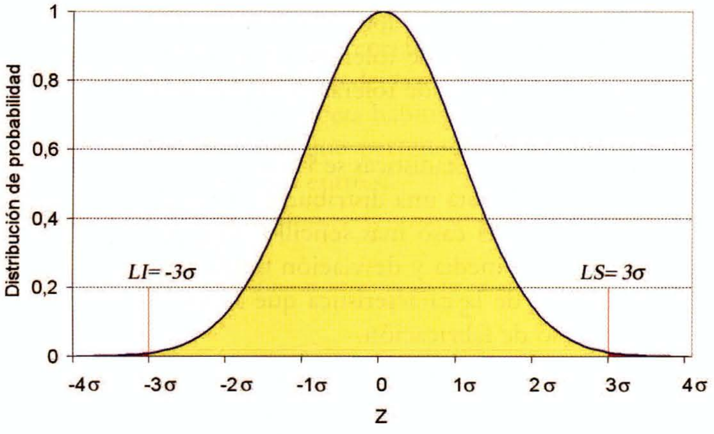


FIGURA 15.2. DISTRIBUCIÓN DE PROBABILIDAD PARA $Cp = 1$.

De esta forma, el método RSS supone que la tolerancia total de la cadena de cotas es una variable aleatoria que se expresa como suma de la de los eslabones, que seguirá una distribución normal por ser combinación lineal de variables normales, con una media que es la suma de las medias de los eslabones (que son cero en este caso al considerarse tolerancia simétrica) y con una desviación típica que es la raíz de la suma de las varianzas de los eslabones. Así, se calcula el valor de la tolerancia de la cadena de cotas haciendo la raíz cuadrada de la suma de cuadrados de la tolerancia T_i de cada eslabón de la cadena de cotas. (T_i es el valor total de la amplitud de la zona de tolerancia. Así, para un intervalo de $\pm t$, $T_i = 2t$). El resultado es la tolerancia estadística:

$$\textit{Tolerancia RSS} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + \ldots + T_n^2}$$

Para el ejemplo anterior, considerando las especificaciones de las tolerancias de las piezas *A*, *B*, *C* y *D* como los límites *LI* y *LS* con los que se obtiene el índice de capacidad *Cp*, se trata de determinar la probabilidad de que no se cumplan las condiciones de montaje por sobrepasarse los límites de holgura ($G_{mín} = 0,1$ y $G_{máx} = 1,8$).

Se comenzará asignando las mismas tolerancias que en el caso anterior a las cotas *A*, *B* y *C*, teniendo en cuenta que estas tolerancias iniciales corresponden a un intervalo de $\pm 3\sigma$ de las muestras tomadas del proceso de fabricación.

Si se aplica el método RSS, la tolerancia de la cadena de cotas $-A+B-C$ seguirá una distribución aleatoria con

$$T_A = 0,3 \quad T_B = 0,7 \quad T_C = 0,3$$

$$T_{-A+B-C} = \sqrt{0,3^2 + 0,7^2 + 0,3^2} = 0,8185$$

Las desviaciones típicas para las tolerancias de cada cota serán

$$\sigma_i = \frac{Ti}{6Cp}$$

Si $C_p = 1$,

$$\sigma_A = \frac{0,3}{6 \times 1} = 0,05$$

$$\sigma_B = \frac{0,7}{6 \times 1} = 0,12$$

$$\sigma_C = \frac{0,3}{6 \times 1} = 0,05$$

Veamos ahora cuál es la probabilidad de que la holgura exceda de los límites y no se pueda realizar el montaje.

La tolerancia de la holgura será:

$$T_G = \sqrt{T_D^2 + T_A^2 + T_B^2 + T_C^2} =$$

$$= \sqrt{0,4^2 + 0,3^2 + 0,7^2 + 0,3^2} = 0,911$$

La desviación típica de la holgura será

$$\sigma_C = \sqrt{\left(\frac{T_D}{6C_{pD}}\right)^2 + \left(\frac{T_A}{6C_{pA}}\right)^2 + \left(\frac{T_B}{6C_{pB}}\right)^2 + \left(\frac{T_C}{6C_{pC}}\right)^2}$$

de donde:

$$\sigma_C = \sqrt{\left(\frac{0,4}{6 \times 1}\right)^2 + \left(\frac{0,3}{6 \times 1}\right)^2 + \left(\frac{0,7}{6 \times 1}\right)^2 + \left(\frac{0,3}{6 \times 1}\right)^2}$$

Y como

$$ZG_{\text{mín}} = \frac{G_{\text{mín}} - G_{\text{nom}}}{\sigma_G}$$

$$\text{y} \quad ZG_{\text{máx}} = \frac{G_{\text{máx}} - G_{\text{nom}}}{\sigma_G}$$

se tiene

$$ZG_{\text{mín}} = \frac{0{,}1 - 0{,}95}{0{,}152} = -5{,}59$$

$$\text{y} \quad ZG_{\text{máx}} = \frac{1{,}80 - 0{,}95}{0{,}152} = 5{,}59$$

Obteniendo los valores de Z en la tabla de una distribución normal estandarizada se obtiene una probabilidad para la cola izquierda de la distribución normal de 1,12E-08, es decir, 0,0112 piezas por millón pueden no cumplir con la especificación requerida.

15.1.3. Aplicación a montajes y conjuntos

En el ejemplo de la figura 15.3 se pueden establecer distintos requisitos funcionales. Por ejemplo, es necesario un espesor mínimo (requisito a) para evitar roturas en la construcción del taladro, o bien es necesario definir una cota que corresponde a la condición de resistencia de los filetes de la rosca (requisito c). Estos requisitos vienen impuestos por el diseñador. Las cadenas de cotas se establecen realizando una representación gráfica de cada requisito.

Una vez determinados los requisitos funcionales del espárrago en la figura 15.3 se procederá a establecer las cadenas de cotas correspondientes a cada requisito. Cada requisito será la suma (o la diferencia) de otras dimensiones ya conocidas (figura 15.4). Se deberá tener en cuenta que algunos eslabones pueden venir impuestos por elementos normalizados, como es el caso del espesor de la tuerca, de la arandela o la longitud roscada del espárrago.

El valor medio del requisito se obtendrá sumando los valores nominales de los eslabones con su signo. Consideremos como requisito que la condición de montaje tiene que ser mayor que 5 (e >5), y además se desea, por motivos de diseño, que la tolerancia correspondiente a esa cota sea ±1.

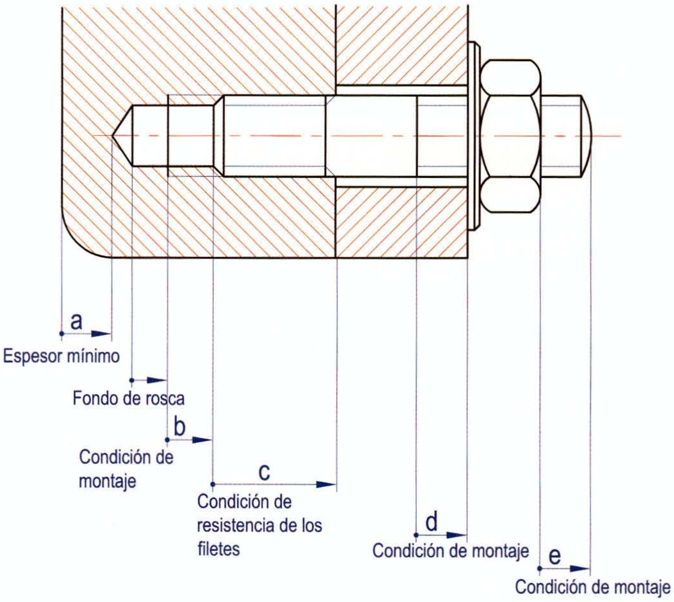


Figura 15.3. Requisitos para el montaje de un espárrago.

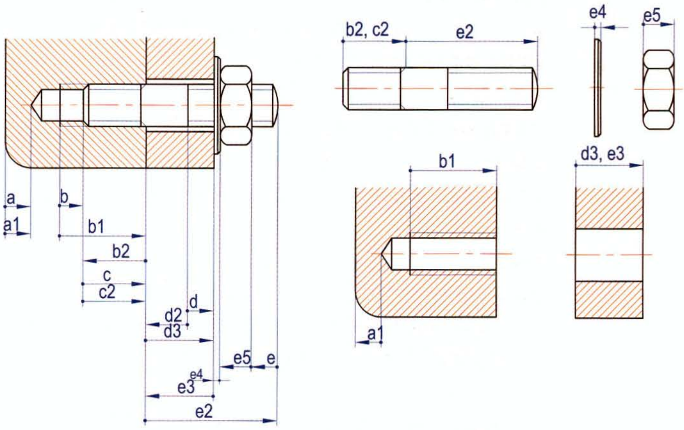


Figura 15.4. Cadenas de cotas en el montaje de un espárrago.

Para el requisito e (condición de montaje), se tendría la cadena siguiente:

$$e = -e5 - e4 - e3 + e2$$

Aplicando el método del caso más desfavorable, la tolerancia del requisito es la suma de tolerancias de los eslabones.

El valor medio del requisito se obtendrá sumando los valores nominales de los eslabones con su signo. Dado que la condición de montaje tiene que ser mayor que 5 (e >5) y se desea que la tolerancia correspondiente a esa cota sea ±1 se tiene:

Descripción	Variable	Dimensión	Fija/ variable	± Tol
Condición de montaje	e > 5			1
Espesor tuerca	e5	10 ± 0,2	Fija	0,2
Espesor arandela	e4	2 ± 0,1	Fija	0,1
Espesor pieza 1	e3	20 ± 0,3	Variable	0,3
Espesor espárrago	e2	X	Variable	T2

Calculando el valor mínimo de la cota e:

$$e_{mín} = 5 = - e5_{máx} - e4_{máx} - e3_{máx} + e2_{mín} =$$
$$= - 10{,}2 - 2{,}1 - 20{,}3 + X_{mín}$$

$$X_{mín} = 37{,}6$$

Su tolerancia será la suma de las tolerancias de los distintos elementos que componen la cadena de cotas

$$Te = T5 + T4 + T3 + T2$$

$$T2 = Te - T5 - T4 - T3 =$$
$$= 1 - 0{,}2 - 0{,}1 - 0{,}3 = 0{,}4$$

El valor máximo de la cota e corresponde al valor mínimo más su tolerancia:

$$X_{máx} = X_{mín} + 2 \times T2 = 37{,}6 + 0{,}8 = 38{,}4$$

De donde, trasladándolo a un valor nominal:

$$X = 38^{\pm 0{,}4}$$

15.2. Análisis con tolerancias geométricas

La tarea más difícil cuando se diseña con tolerancias geométricas es determinar qué controles geométricos contribuyen al requisito de diseño y cómo se deben considerar estos controles al establecer las cadenas de cotas. Dado que los controles geométricos están interrelacionados, pueden establecerse varias reglas que sirvan como ayuda para incluir los controles geométricos en el análisis de tolerancias.

En general, si un elemento está controlado por una tolerancia geométrica, las reglas que se siguen son:

- Si existe un control de situación en un elemento incluido en la cadena de cotas, habitualmente se debe incluir en el análisis.
- Si existe un control de orientación en un elemento en la cadena de cotas, se puede incluir en el análisis si el control de situación del elemento no contribuye en el requisito. Si el control de situación controla implícitamente la orientación, el valor de la tolerancia de orientación no se incluye en la cadena de cotas.
- Si existe un control de forma en un elemento en la cadena de cotas, se puede incluir en el análisis funcional si los controles de situación, orientación, o las tolerancias dimensionales no contribuyen en el requisito.
- Las referencias utilizadas para los controles de situación y de orientación no se incluyen en las cadenas de cotas. Dado que las referencias son los puntos de partida para medidas y se definen como los puntos base para establecer el sistema de referencia, las variaciones de los elementos de referencia normalmente no contribuyen al análisis funcional.

Los controles de tolerancias geométricas normalmente se usan solamente en el análisis con condición más desfavorable *(Worst Case Method)*. Dado que los controles de tolerancias geométricas determinan las especificaciones límite para verificación, parece adecuado utilizar este tipo de análisis.

El método utilizado para el análisis funcional puede utilizarse para cadenas de cotas tanto para montajes en conjuntos como para piezas aisladas.

La figura 15.5 muestra un ejemplo con un conjunto de cuatro piezas. En este ejemplo, el requisito que se establece es que el ancho de la

ranura *G* debe ser mayor que cero. El objetivo del problema es establecer los valores máximos y mínimos de esta ranura y redefinir, si es necesario, alguna de las tolerancias establecidas.

15.2.1. Controles de forma

Los controles de forma no se suelen incluir en el análisis funcional, ya que, normalmente, las tolerancias de situación o de orientación controlan los límites de variación en la forma del elemento. La tolerancia de forma suele aparecer normalmente como un refinamiento de uno de estos tipos de control. La tolerancia de forma se incluye en el análisis funcional siempre que no esté incluida dentro del límite de la tolerancia dimensional, del límite de la tolerancia de situación o del límite de la de orientación, en cuyo caso el control de forma no se considera.

Si se usan tolerancias de forma en la cadena de cotas, se modelizan con una dimensión nominal igual a cero y con una tolerancia simétrica igual a la mitad del ancho de la zona de tolerancia de forma.

Para el requisito establecido en el ejemplo de la figura 15.5 se aplican los siguientes controles de forma:

- La planitud de 0,2 en la marca 3 no se incluye en la cadena de cotas, dado que se trata de un refinamiento de la tolerancia dimensional (4 ± 0,3).
- La planitud de 0,1 en la marca 3 no se incluye en la cadena de cotas porque se trata de una referencia.
- La planitud de 0,2 de la marca 4 se incluye en la cadena de cotas.
- La planitud de 0,2 de la marca 1 no se incluye en la cadena de cotas porque es un refinamiento de la posición (establecida mediante la tolerancia de perfil de superficie).
- La planitud de 0,4 de la parte inferior de la marca 1 no se incluye en la cadena de cotas porque es una referencia.
- La planitud de 0,4 de la marca 1 no se incluye en la cadena de cotas porque es un refinamiento de la tolerancia de perfil de superficie.

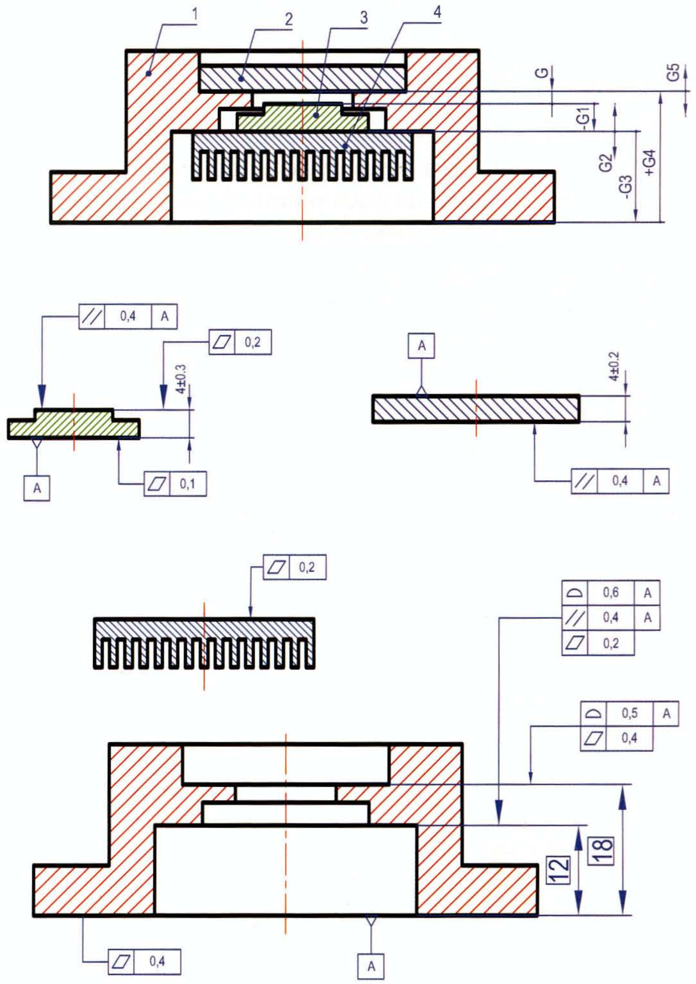


Figura 15.5. Análisis conjunto con tolerancias de forma y orientación.

15.2.2. Controles de orientación

Lo mismo que con los controles de forma, normalmente no se incluyen controles de orientación en el análisis funcional si éstos son refinamientos de tolerancias de situación, determinando la condición más desfavorable mediante la tolerancia de situación o la tolerancia dimensional.

Si se usan tolerancias de orientación en la cadena de cotas, se modelizan como las tolerancias de forma. Tienen una dimensión nominal igual a cero y una tolerancia dimensional simétrica igual a la mitad de la amplitud de la zona de tolerancia geométrica.

En la figura 15.5, los controles de orientación para el análisis del ancho de la ranura son los siguientes:

- El paralelismo de 0,4 de la marca 3 con respecto a la referencia *A* no se incluye en la cadena de cotas porque es un refinamiento de la tolerancia dimensional (4 ± 0,3).
- El paralelismo de 0,4 de la marca 1 con respecto a la referencia *A* no se incluye en la cadena de cotas porque es un refinamiento de la tolerancia de posición.
- El paralelismo de 0,4 de la marca 2 con respecto a la referencia *A* se incluye en la cadena de cotas.

15.2.3. Cadena de cotas

De esta manera, la ecuación de la cadena de cotas para la ranura G de la figura 5 es:

$$G = -G1 + G2 - G3 + G4 + G5$$

donde:

$$G1 = 4 \pm 0{,}3$$
$$G2 = 0 \pm 0{,}1$$
$$G3 = 12 \pm 0{,}3$$
$$G4 = 18 \pm 0{,}25$$
$$G5 = 0 \pm 0{,}2$$

por lo que:

$$G = 2 \pm 1{,}15 = 3{,}15 \,/\, 0{,}85$$

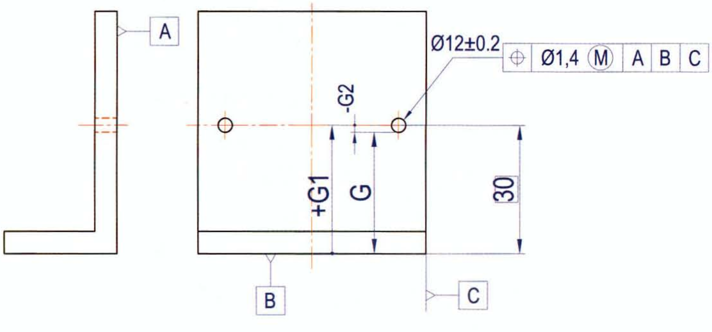


Figura 15.6. MMC aplicado a elementos huecos.

15.2.4. Tolerancias de posición

Existen varias formas de modelar una restricción geométrica de posición. Cuando se usa el principio de independencia, el tamaño del elemento y su situación se tratan independientemente. Cuando se usan tolerancias de posición considerando la condición de máximo material, o la de mínimo material, el tamaño y la situación no pueden ser tratados independientemente.

Tolerancia de posición teniendo en cuenta la condición de máximo material

Cuando se utilizan tolerancias de posición en condición de máximo material (MMC) o en condición de mínimo material (LMC), el tamaño y la situación del elemento deben combinarse en un componente de la cadena de cotas.

MMR aplicado a elementos huecos

La figura 15.6 muestra un agujero que se posiciona usando MMC. Se pretende conocer el valor de la distancia *G* con sus tolerancias.

Se deben buscar las variaciones que experimenta la cota *G* debido a la oscilación del agujero de diámetro 12 ± 0,2 (radio *G2*). Las diferentes posiciones que puede alcanzar el agujero no pueden sobrepasar la medida virtual (MV). La MV para un agujero es:

$$MV = MMC - \text{tol. geométrica} =$$
$$= 11{,}80 - 1{,}4 = 10{,}4 \text{ mm}$$

Para que el agujero cumpla con la tolerancia de posición, puede tomar cualquier posición siempre que no sobrepase su medida virtual. En este caso se estudian las posiciones límite en la dirección de la cadena de cotas establecida.

El diámetro del agujero en condición de mínimo material tiene el valor siguiente:

$$LMC = 12{,}2$$

De acuerdo con la figura 15.7, la posición del agujero en LMC podrá oscilar dentro de un cilindro de diámetro *D*1. El valor del diámetro *D*1 del cilindro que contiene todas las posibles posiciones será:

$D1$ = (tolerancia dimensional + tolerancia geométrica del elemento)= 0,4 + 1,4 = 1,8

La distancia $G2$ correspondiente al radio del agujero puede moverse en la dirección de la cadena de cotas en los dos sentidos, por lo que:

$$G2 = LMC\ /\ 2 \pm \text{radio del cilindro} = \\ = 6{,}1 \pm (0{,}9) = 6{,}1 \pm 0{,}9$$

La ecuación para G de la figura 15.6 es:

$$G = G1 - G2$$

donde:

$$G1 = 30 \pm 0$$
$$G2 = 6{,}1 \pm 0{,}9$$

De ahí:

$$G = 23{,}9 \pm 0{,}9 = 24{,}8\ /\ 23 = 24^{+0{,}8}_{-1}$$

MMR aplicado a elementos macizos

La figura 15.8 muestra un pivote que se posiciona usando MMC.

En la figura 15.9 se ofrece la variación de posición que experimenta el elemento macizo respecto de la medida virtual. La MV vale:

$$MV = MMC + \text{tol. geométrica} = \\ = 6{,}01 + 0{,}22 = 6{,}23$$

El elemento en su LMC vale:

$$LMC = 5{,}99$$

Para no sobrepasar la medida virtual, el eje del pivote debe estar dentro de un cilindro de diámetro $D1$, donde:

$$D1 = \text{diámetro del cilindro} = \\ \text{tolerancia dimensional + tol. geométrica} = \\ 0{,}02 + 0{,}22 = 0{,}24$$

El valor de G1 en la cadena de cotas corresponde al radio del pivote en su LMC:

$$G1 = LMC\ /\ 2 \pm D1\ /\ 2 = \\ = 5{,}99\ /\ 2 \pm 0{,}24\ /\ 2 = 2{,}995 \pm 0{,}12$$

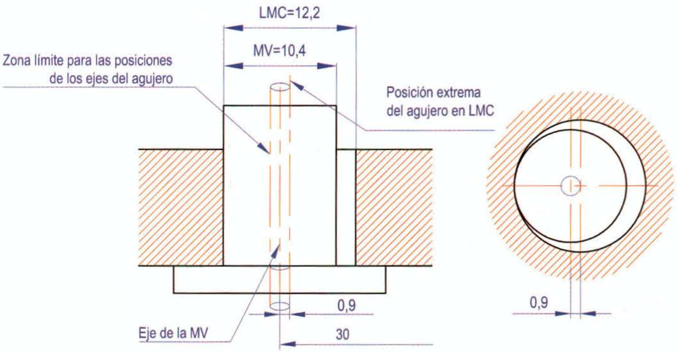


FIGURA 15.7. POSIBLES POSICIONES DEL AGUJERO DE LA FIGURA 15.6 EN SU LMC.

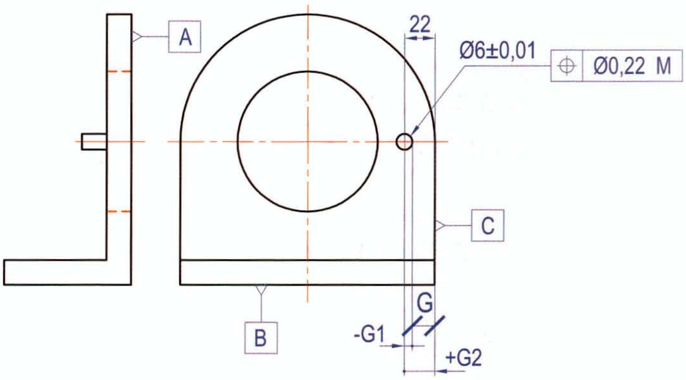


FIGURA 15.8. MMC APLICADO A ELEMENTOS MACIZOS.

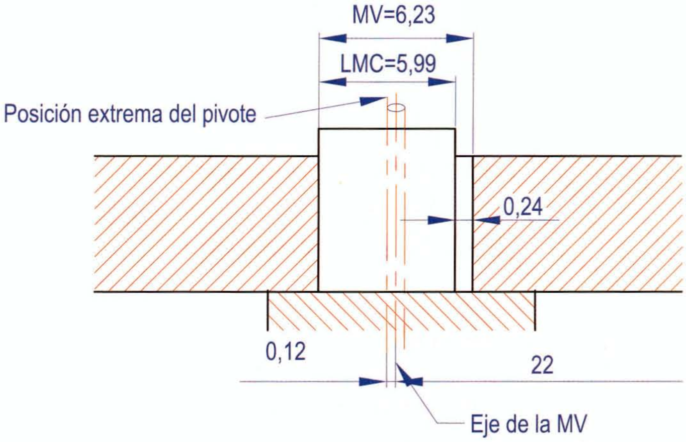


FIGURA 15.9. DESVIACIÓN ADMITIDA PARA EL CILINDRO DE LA FIGURA 15.8.

La ecuación para G de la figura 15.8 es:

$$G = -G1 + G2$$

donde

$$G1 = 2{,}995 \pm 0{,}12$$
$$G2 = 22 \pm 0$$

Por lo que

$$G = 19{,}005 \pm 0{,}12 = 19^{+0{,}125}_{-0{,}115}$$

15.2.5. Tolerancias de coaxialidad y situación

En el ejemplo de la figura 15.10 se tiene un ajuste con aprieto entre las marcas 1 y 2 de valor Ø8H8/s7. El ajuste entre 1 y 3 es Ø10H8/f7. La coaxialidad de la marca 3 es Ø0,2. La posición de agujero Ø10H8 en la marca 3 está dada por la cota de 54 y una tolerancia de posición de valor Ø0,25. Como requisito funcional se establece que la marca 2 no debe tocar a la marca 3 en la condición más desfavorable de funcionamiento, es decir, $G > 0$. Además $G < 0{,}8$. Se trata de definir la cota *A* y su tolerancia, es decir, determinar el eslabón *G1* de la cadena de cotas.

La cadena de cotas establecida es:

$$G = -G1 - G2 - G3 + G4$$

donde:

$G1 = G1 \pm X/2$	
$G2 = 0 \pm 0{,}1$	Coaxialidad
$G3 = 0 \pm 0{,}025$	Juego mínimo en MMC
$G4 = 54 \pm 0{,}125$	Tolerancia de posición

Por lo que:

$$G_{mín} = 0 = G4_{mín} - G1_{máx} - G2_{máx} - G3_{máx} = 54 - 0{,}125 - G1_{máx} - 0{,}1 - 0{,}025$$
$$G1_{máx} = 53{,}75$$
$$G_{máx} = 0{,}80 = G4_{máx} - G1_{mín} - G2_{mín} - G3_{mín} = 54 + 0{,}125 - G1_{mín} + 0{,}1 + 0{,}025$$
$$G1_{mín} = 53{,}45$$
$$G1 = 53{,}6 \pm 0{,}15$$

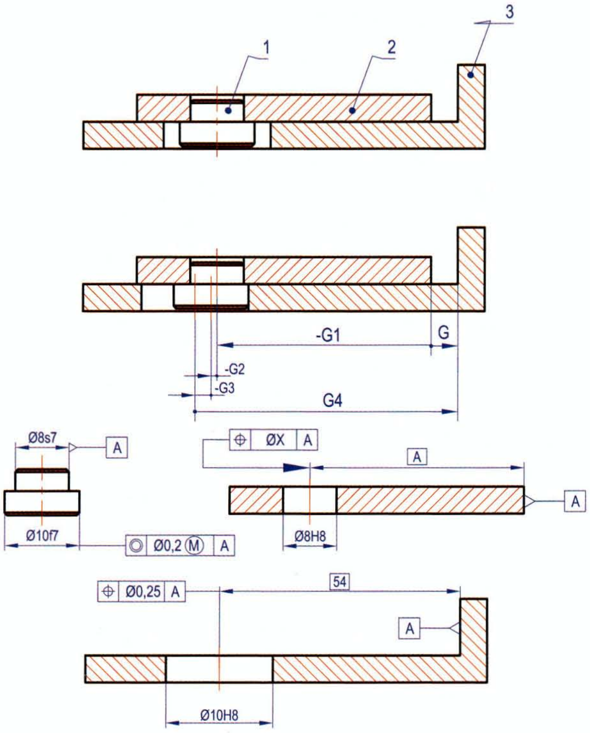


Figura 15.10. Tolerancias de coaxialidad y situación.

15.3. Especificación de tolerancias estadísticas

La norma ANSI-ASME Y14.5M recoge la simbología que se ha de utilizar cuando la verificación se deba realizar con control estadístico, solamente a muestras debidamente determinadas. La norma ISO no marca cómo especificar las tolerancias estadísticas.

La tolerancia estadística se especifica complementariamente a una tolerancia dimensional o geométrica, con las letras *ST* rodeadas por un hexágono, según se ve en la figura 15.11. Detrás de las letras *ST* se coloca un rectángulo, dividido en uno o varios compartimentos, indicando los requisitos de las tolerancias estadísticas y especificando las condiciones.

Estas condiciones de la tolerancia estadística se pueden expresar en términos de índices de capacidad del proceso, de desviación RMS, o como porcentajes de distribución.

En el ejemplo de la figura 15.11A, para la tolerancia dimensional toda la población debe estar entre 80 ± 0,10, y al menos el 50% debe estar entre 80 ± 0,03. Para la tolerancia de paralelismo, toda la población debe cumplir la condición de

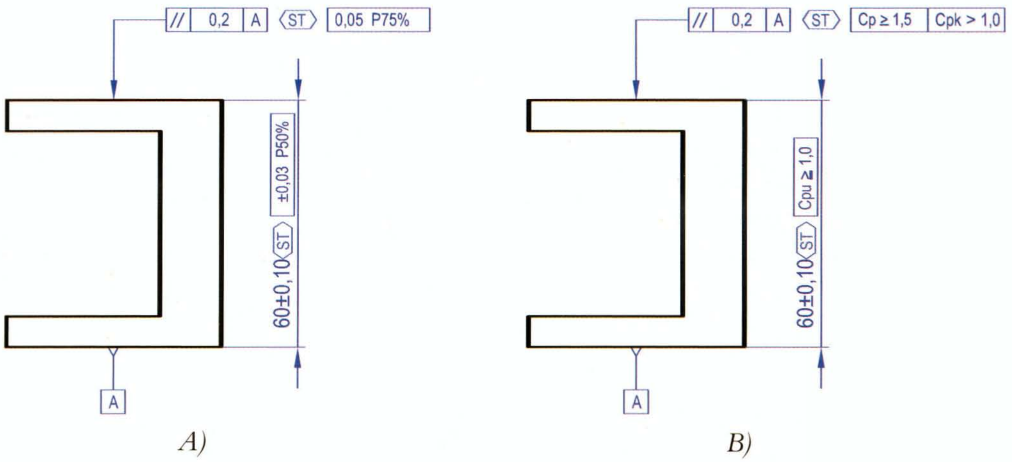


FIGURA 15.11. ESPECIFICACIÓN DE TOLERANCIAS ESTADÍSTICAS.

paralelismo de 0,2 y al menos el 75% debe tener valores de paralelismo menor es que 0,05.

Si se define:

$$C_p = \frac{LS - LI}{6\sigma}$$

$$C_{pk} = \text{mín}\ (C_{pl}, C_{pu}), \text{ donde } C_{pl} = \frac{\mu - LI}{6\sigma} \text{ y}$$

$$C_{pu} = \frac{LS - \mu}{6\sigma}$$

donde LI = límite inferior, LS = límite superior, σ = media de la población, μ = desviación típica de la población.

En la figura 15.11B, para la tolerancia dimensional, toda la población debe estar tener un $C_{pu} \geq 1{,}0$. Para la tolerancia de paralelismo, la población debe cumplir la condición de paralelismo con $C_p \geq 1{,}5$ y $C_{pk} \geq 1{,}0$.

15.4. TRANSFERENCIA DE COTAS

El diseño de la pieza representada en la figura 15.12 ocasiona la acotación funcional de la misma según se puede ver en la figura 15.12A. No obstante, en el proceso de fabricación de la pieza se necesita conocer las cotas reflejadas en la figura 15.12B y, en concreto, la cota *N*.

Si se denominan a las cotas de la forma:

$$S = 20^{+0,20}_{-0,10} \quad F = 15^{+0,30}_{-0,15} \quad \text{y} \quad N = F + S$$

parece lógico pensar que si *F* y *S* tienen tolerancias, también *N* deberá tenerlas, ya que *N* se obtiene a partir de *F* y *S*. De esta forma:

$$S_{máx} = 20 + 0{,}20 = 20{,}2$$
$$F_{máx} = 15 + 0{,}30 = 15{,}3$$
$$N_{máx} = F_{máx} + S_{máx} = 35{,}5$$
$$S_{mín} = 20 - 0{,}10 = 19{,}90$$
$$F_{mín} = 15 - 0{,}15 = 14{,}85$$
$$N_{mín} = F_{mín} + S_{mín} = 34{,}75$$

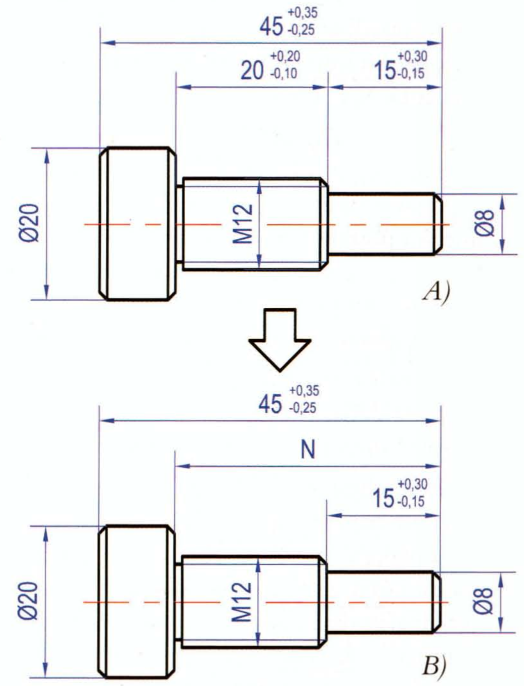


FIGURA 15.12. INCOMPATIBILIDAD DE COTAS.

Es decir, a primera vista se podría establecer que *N* podría tener un valor de:

$$N = 35^{+0,50}_{-0,25}$$

Si se fabrica la pieza con unas especificaciones de:

$$N = 35^{+0,50}_{-0,25} \quad y \quad F = 15^{+0,30}_{-0,15}$$

podría obtenerse una pieza con unas dimensiones finales de:

$$N = 35,40 \qquad y \qquad F = 14,90$$

que aparentemente resultaría admisible. Pero si, para las medidas de *N* y *F* obtenidas, se calcula *S*, resulta:

$$S = N - F = 35,4 - 14,9 = 20,5$$

y este valor es incompatible con las condiciones funcionales impuestas para *S*, que indicaban:

$$S = 20^{+0,20}_{-0,15}$$

Este fenómeno se conoce como *incompatibilidad de cotas,* y supone que los valores de la cota *N*, obtenida a partir de los valores de otras cotas funcionales con tolerancias, no se pueden obtener tal y como se ha realizado, sino que deben ser compatibles con los especificados por la acotación funcional. El procedimiento de obtener una cota *N*, con tolerancias, a partir de otras cotas funcionales se denomina *transferencia de cotas*.

Por este motivo, las cotas funcionales deben expresarse directamente sobre el dibujo, siempre que sea posible. Ocasionalmente puede estar justificada una acotación funcional indirecta; en tales casos, se comprobará que se obtienen los mismos efectos que con la acotación funcional directa.

El proceso de transferencia de cotas garantiza esta compatibilidad necesaria entre la acotación funcional directa y la indirecta.

En las figuras 15.13 y 15.14 aparece representado un esquema genérico donde se dispone de tres cotas: *N*, *F* y *S*. El objetivo de la transferencia de cotas es: dadas dos cotas, *F* (denominada cota fija, es decir, la cota que se va a mantener en el proceso de transferencia de cotas) y *S* (denominada cota sustituida, es decir, la cota que va a ser reemplazada por la cota *N*), se trata de determinar la cota nueva *N* (que sustituye a la cota *S*) con sus tolerancias, que deberá ser compatible con las tolerancias especificadas para *F* y *S*.

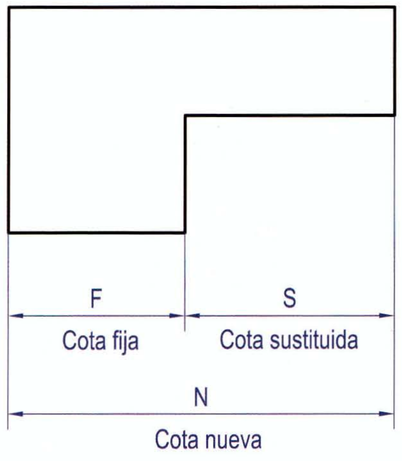


FIGURA 15.13. TRANSFERENCIA DE COTAS. DEFINICIONES.

En términos matemáticos se trata, una vez sustituida la cota *N* por la *S*, de determinar los valores máximos y mínimos de *N*, $N_{máx}$ y $N_{mín}$, que cumplan con los requisitos establecidos para *S* y garanticen los valores máximo y mínimo, ($S_{máx}$ y $S_{mín}$) requeridos.

Es decir, hallar $N_{máx}$ y $N_{mín}$ de maneraque cumplan:

$$\begin{aligned} S_{máx} &= N_{máx} - F_{mín} \\ S_{mín} &= N_{mín} - F_{máx} \\ N_{máx} &\geq N_{mín} \end{aligned} \qquad [1]$$

de donde, si:

$$\begin{aligned} Tn &= N_{máx} - N_{mín} \\ Tf &= F_{máx} - F_{mín} \\ Ts &= S_{máx} - S_{mín} \end{aligned}$$

se cumplirá que:

$$Ts = Tf + Tn \qquad [2]$$

El proceso que se debe seguir en la transferencia de cotas se representa en la figura 15.14.

Se conocen como datos de partida los valores de $F_{máx}$, $F_{mín}$, $S_{máx}$ y $S_{mín}$. Con estos valores se puede determinar inmediatamente el valor de *Tf* y *Ts*.

Si se comparan *Tf* y *Ts*, se pueden dar estas tres situaciones:

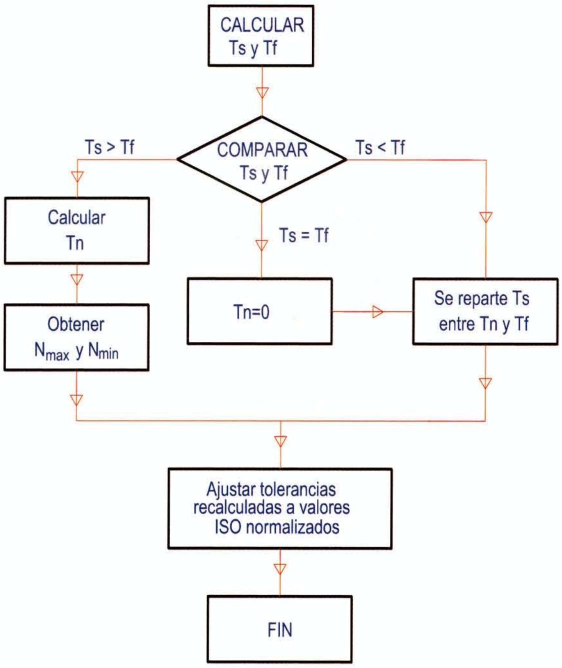


FIGURA 15.14. PROCESO PARA REALIZAR LA TRANSFERENCIA DE COTAS.

a) $Ts > Tf$. En este caso, la tolerancia de la cota que se va a sustituir es mayor que la que queda. Aplicando la ecuación (2) se puede determinar que Tn resulta positiva y menor que Ts; es decir, la tolerancia de la cota nueva es menor que la tolerancia de la cota sustituida. A partir de la ecuación (1), se pueden determinar los valores de $N_{máx}$ y $N_{mín}$ necesarios, y por último la tolerancia ISO normalizada para N.

b) $Ts = Tf$. En este caso, si se obtiene Tn a partir de la ecuación (2) resulta $Tn = 0$. Este resultado no es lógico, por lo que se opta por repartir Ts entre los valores de Tn y Tf (recordemos que $Ts = Tn + Tf$, con $Tn > 0$ y $Tf > 0$) de forma que $Ts > Tn + Tf$, debiendo ser Tn y Tf valores ISO normalizados.

c) $Ts < Tf$. En este caso, la tolerancia de la cota que se va a sustituir es menor que la que queda. Aplicando la ecuación (2) se puede determinar Tn, que resulta negativa. Como Tn no puede ser negativa, se opta por repartir la tolerancia Ts entre Tn y Tf, según el criterio señalado en el apartado anterior.

En cualquier caso, se debe verificar siempre que con los valores de las cotas nuevas obtenidas se respetan las especificaciones de las cotas sustituidas.

En realidad, en los tres casos citados de lo que se trata es de establecer una tolerancia para la cota nueva Tn y para la cota fija Tf que sumadas no sobrepasen la tolerancia de la cota sustituida Ts. En el criterio anteriormente citado se establece como premisa mantener la cota fija y su tolerancia siempre que sea posible (salvo en los casos *b)* y *c)*, en los que la tolerancia de la cota nueva resulta cero o negativa y se reparte la tolerancia Ts entre Tf y Tn). No obstante este criterio de repartos puede ocasionar en el caso *a)* una tolerancia de la cota nueva Tn (calculada como $Tn = Ts - Tf$) excesivamente pequeña cuando Ts es cercana a Tf. En este caso puede aplicarse también el criterio de repartir Ts entre Tn y Tf para que estos dos valores estén más próximos y más equilibrados.

Seguidamente se señalan dos ejemplos que ilustran el proceso de transferencia de cotas.

Ejemplo 1

En la pieza de la figura 15.15 se tiene una acotación funcional directa como la representada en la figura 15.15A. Se quieren determinar las acotaciones indirectas representadas en las figuras 15.15B y 15.15C, que sean compatibles con las de la figura 15.15A.

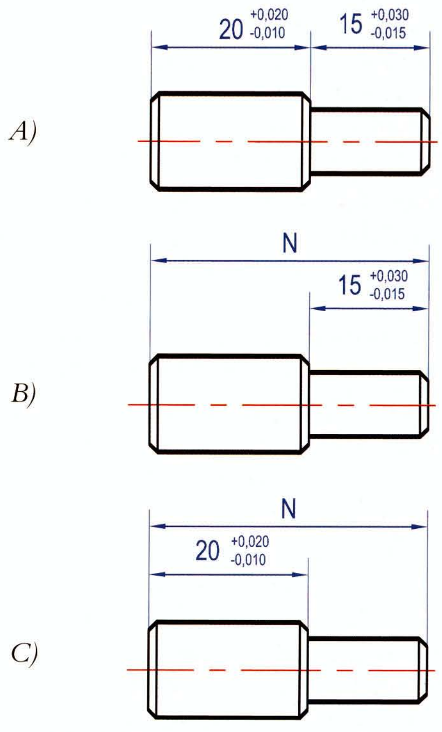


FIGURA 15.15. TRANSFERENCIA DE COTAS. EJEMPLO 1.

1. Se trata de sustituir la cota de dimensión nominal 20 por la cota total de dimensión nominal 35 (figura 15.15B). En este caso:

Cota fija: $F = 15^{+0,030}_{-0,015}$

Cota sustituida: $S = 20^{+0,020}_{-0,010}$

Cota nueva: N

Se tendrá que:

$$Tf = 0,045 \text{ y } Ts = 0,030$$

por lo que:

$$Tn = Ts - Tf = 0,030 - 0,045 = -0,015$$

Como $Ts < Tf$ y Tn no puede ser menor que cero, se reparte directamente la tolerancia Ts entre Tf y Tn. Lo que se debe hacer en este caso es tomar unos valores para Tn y Tf, pertenecientes a los valores ISO normalizados, tales que $Tn + Tf < Ts = 0,030$, es decir, tomar índice ISO de calidad $IT6$ con $Tf = 0,011$ para la cota $F = 15$ e índice ISO de calidad $IT6$ con $Tn = 0,016$ para la cota $N = 35$.

Para estos valores de Tn y Tf, se deben determinar unos valores de F y N que respeten el valor inicial de

$$S = 20^{+0,020}_{-0,010}$$

y que correspondan a tolerancias ISO normalizadas. Es decir,

$$N_{máx} - F_{mín} \leq S_{máx}$$
$$N_{mín} - F_{máx} \geq S_{mín}$$

$$N_{máx} \leq S_{máx} + F_{mín}$$
$$N_{mín} \geq S_{mín} + F_{máx}$$

$$N_{máx} - F_{mín} \leq 20,02$$
$$Nmín - F_{máx} \geq 19,99$$

En primer lugar, se marca una nueva cota fija F que cumpla con las especificaciones de la anterior cota F. Se puede tomar:

$$F = 15^{0}_{-0,011} \quad (15\ h5)$$

que es compatible con la anterior

$$F = 15^{+0,030}_{-0,015}$$

Para este nuevo valor de F se deberá cumplir:

$$N_{máx} - F_{mín} \leq S_{máx}$$
$$N_{mín} - F_{máx} \geq S_{mín}$$

$$N_{máx} \leq S_{máx} + F_{mín}$$
$$N_{mín} \geq S_{mín} + F_{máx}$$

$$N_{máx} \leq 20,02 + 14,989 = 35,009$$

$$N_{mín} \geq 19,99 + 15,000 = 34,990$$

Se tomará $N = 35^{\pm 0,008}$ (35 *js*6). Como comprobación:

$$N_{máx} - F_{mín} \leq S_{máx}$$
$$N_{mín} - F_{máx} \geq S_{mín}$$
$$35,008 - 14,989 = 20,019 \leq 20,020$$
$$34,992 - 15,000 = 19,992 \geq 19,990$$

2. Se trata de sustituir la cota de dimensión nominal 15 por la cota total de dimensión nominal 35 (figura 15.15C). En este caso:

Cota fija: $F = 20^{+0,020}_{-0,010}$

Cota sustituida: $S = 15^{+0,030}_{-0,015}$

Cota nueva: N

Se tendrá que: $Tf = 0,030$ y $Ts = 0,045$, por lo que:

$Tn = Ts - Tf = 0,045 - 0,030 = + 0,015$. Como $Ts > Tf$ y $Tn > 0$, se tomará el valor normalizado ISO que dé un valor inferior y el más próximo a 0,015, es decir, índice de calidad $IT5$ con $Tn = 0,011$.

Para este valor de Tn, se debe determinar el valor de N que, junto con el valor de

$$F = 20^{+0,020}_{-0,010}$$

respete el valor inicial de

$$S = 15^{+0,030}_{-0,015}$$

$$N_{máx} - F_{mín} \leq S_{máx}$$
$$N_{mín} - F_{máx} \geq S_{mín}$$

$$N_{máx} \leq 15,030 + 19,990 = 35,020$$
$$N_{mín} \geq 14,985 + 20,020 = 35,005$$

Se tomará $N = 35^{+0,020}_{-0,009}$ (35 *m*5). Como comprobación, para los valores especificados de *N* y *F*:

$$N_{máx} - F_{mín} \leq S_{máx}$$
$$N_{mín} - F_{máx} \geq S_{mín}$$
$$35{,}020 - 19{,}990 = 15{,}030 \leq 15{,}030$$
$$35{,}009 - 20{,}920 = 14{,}989 \leq 14{,}985$$

que cumple con el requisito inicial de

$$S = 15^{+0,030}_{-0,015}$$

En la figura 15.16 se muestran los valores de las cotas transferidas en cada uno de los casos.

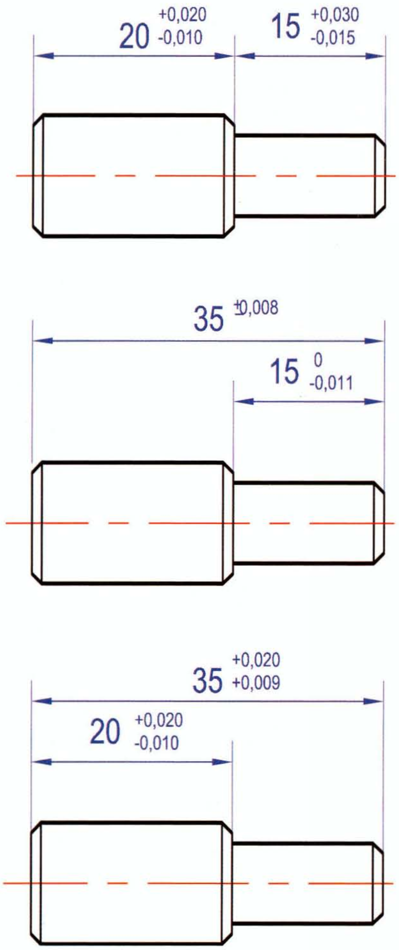


FIGURA 15.16. COTAS TRANSFERIDAS.

Ejemplo 2

En la pieza de la figura 15.17 se tiene una acotación funcional directa como la represen-

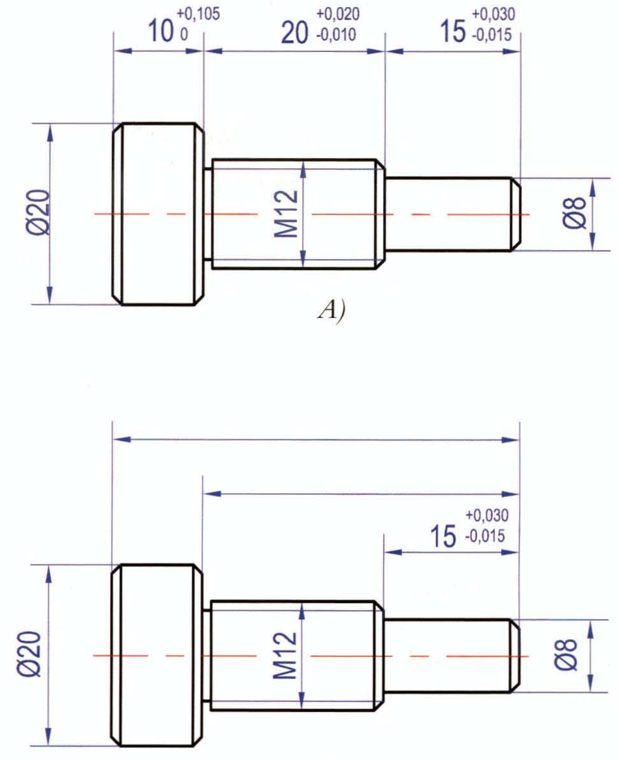


FIGURA 15.17. TRANSFERENCIA DE COTAS.

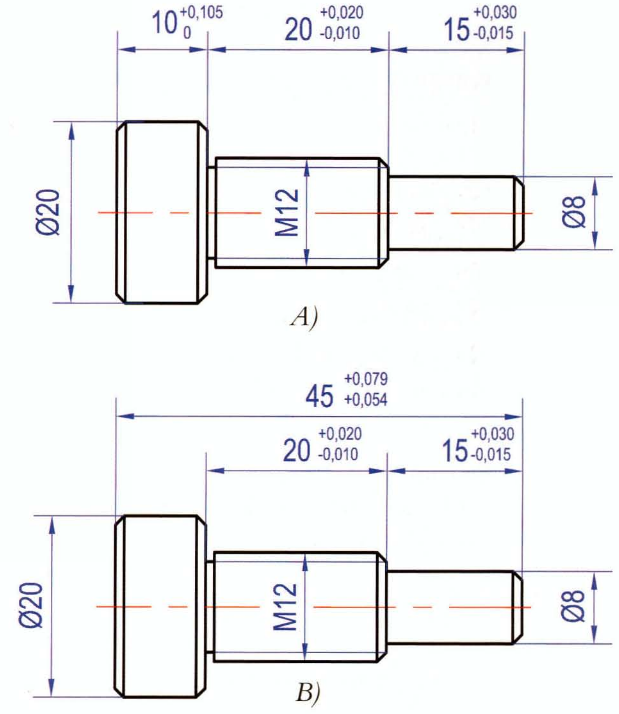


FIGURA 15.18. PRIMERA TRANSFERENCIA DE COTAS.

tada en la figura 15.17A. Se quiere determinar la acotación representada en la figura 15.17B, que sea compatible con la de la figura 15.17A.

El primer paso consistirá en realizar una primera transferencia, tal y como se muestra en la figura 15.18, para sustituir la cota de dimensión nominal 10 por la de dimensión nominal 45.

En este caso se tendrá:

Cota fija: cota de dimensión nominal 20 más la de dimensión nominal 15

$$F = 35^{+0,050}_{-0,025}$$

Cota sustituida: $F = 10^{+0,105}_{\;0}$

Cota nueva: $F = N$

Se tendrá que: $Tf = 0,075$ y $Ts = 0,105$, por lo que:

$Tn = Ts - Tf = 0,105 - 0,075 = +0,030$. Como $Ts > Tb$ y $Tf > 0$, se tomará el valor normalizado ISO que dé un valor inferior y el más próximo a 0,025, es decir, índice de calidad *IT*7 con $Ta = 0,025$.

Para este valor de *Tn*, se debe determinar el valor de *N* que, junto con el valor de

$$F = 35^{+0,050}_{-0,025}$$

respete el valor inicial de

$$S = 10^{+0,105}_{\;0}.$$

$$N_{máx} - F_{mín} \leq S_{máx}$$
$$N_{máx} \leq S_{máx} + F_{mín}$$

$$N_{mín} - F_{máx} \geq S_{mín}$$
$$N_{mín} \geq S_{mín} + F_{máx}$$

$$N_{máx} \leq 10,105 + 34,975 = 45,080$$
$$N_{mín} \geq 10,000 + 35,05 = 45,050$$

Se tomará

$$N = 45^{+0,079}_{+0,054} \quad (45\ t7).$$

Como comprobación:

$$N_{máx} - F_{mín} \leq S_{máx}$$
$$N_{máx} \leq S_{máx} + F_{mín}$$

$$N_{mín} - F_{máx} \geq S_{mín}$$
$$N_{mín} \geq S_{mín} + F_{máx}$$

$$45,079 - 34,975 = 10,104 \leq 10,105$$
$$45,054 - 35,050 = 10,000 + 35,05 = 10,000$$

El segundo paso consistirá en realizar otra transferencia, tal y como se muestra en la figura 15.19, para sustituir la cota de dimensión nominal 20 por la de dimensión nominal 35.

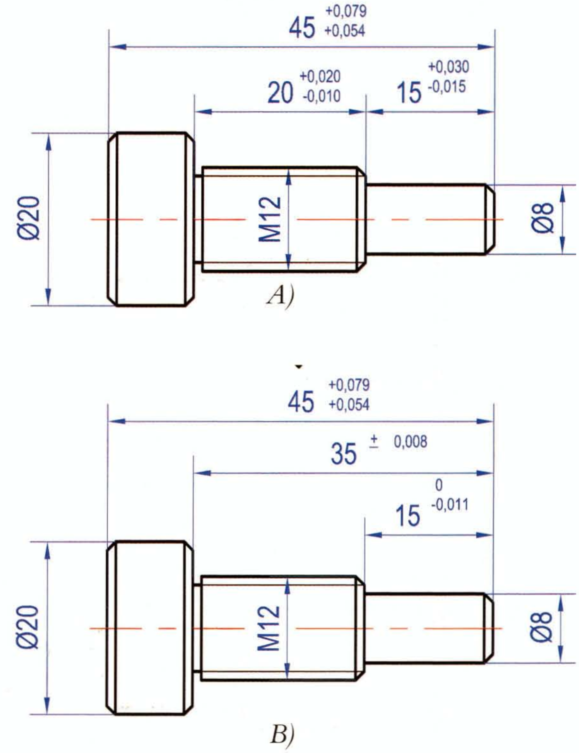
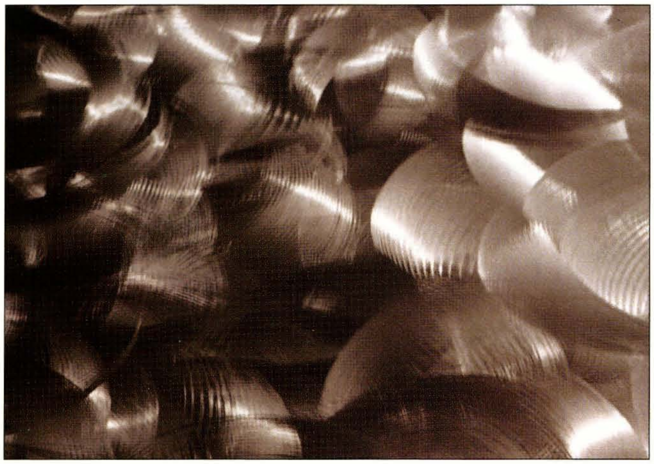


FIGURA 15.19. SEGUNDA TRANSFERENCIA DE COTAS.

Cota fija:	$F = 15^{+0,030}_{-0,015}$
Cota sustituida:	$S = 20^{+0,020}_{-0,010}$
Cota nueva:	N

Este cálculo es exactamente el mismo que el primer caso del ejemplo 1. El resultado final es

$$F = 15^{\;0}_{-0,011}\ (15\ h5) \text{ y } N = 35^{+0,008}_{-0,008}\ (35\ js6).$$



16

Estados superficiales

INTRODUCCIÓN

Mediante las tolerancias dimensionales y geométricas (de forma, posición y orientación) se garantiza la intercambiabilidad de piezas dentro de un conjunto, pero no el estado de las superficies de la pieza, factor que influye en el funcionamiento del mecanismo.

Al igual que es imposible fabricar con exactitud una forma, tampoco es posible obtener con exactitud un acabado superficial perfecto, y por consiguiente, éste se encontrará dentro de unos límites más o menos amplios.

El diseñador debe considerar qué tipo de acabado desea para las piezas de acuerdo con su función y el aspecto final de las mismas: pintado, brillante, con huellas en la superficie, etc.

Los valores de las rugosidades superficiales son siempre uno o dos órdenes de magnitud inferiores a las tolerancias dimensionales o geométricas aplicadas sobre el mismo elemento.

Suelen estar ocasionadas por huellas que dejan las herramientas de corte o mecanizado o por los moldes que se utilizan en la fabricación de las piezas.

En la primera parte del capítulo se introducen los conceptos fundamentales y los elementos necesarios para definir los estados superficiales.

Seguidamente se indican los símbolos utilizados para definirlos. Éstos están formados por uno básico, y otras variantes vinculadas al tipo de proceso de fabricación utilizado.

Asimismo, se especifican las anotaciones que hay que colocar junto al símbolo básico y cómo se disponen sobre él.

Se incluye también la equivalencia de los símbolos utilizados actualmente con la simbología que se usaba anteriormente en la especificación de estados superficiales y que tiene una gran tradición.

Se indica también cómo se disponen estos símbolos sobre las vistas de las piezas y cómo se sitúan en los planos, señalándose de qué manera se hacen las especificaciones por defecto de estos requisitos.

El capítulo termina con varios ejemplos de especificación y su interpretación y con unas tablas que incluyen los valores de rugosidad superficial más habituales utilizados y obtenidos con los distintos procesos de fabricación.

16.1. Irregularidades superficiales

Las imperfecciones superficiales se clasifican en:

- *Rugosidades,* causadas por las huellas de las herramientas que han fabricado las piezas (figura 16.1), o por el contacto con los moldes que se han usado en su fabricación (figura 16.2). Por lo tanto existen cuantificaciones de la calidad de superficie atribuibles a esta causa que quedan recogidas de forma genérica como *parámetros de perfil R.*
- *Ondulaciones,* originadas por los desajustes en las máquinas que mecanizan las superficies de las piezas. Estos defectos quedan definidos de forma genérica como *parámetros de perfil W* (del inglés *Waviness).*

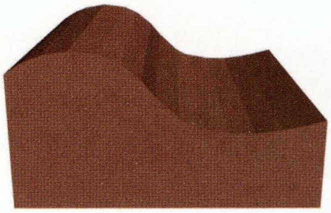
Figura 16.1. Huellas producidas en el proceso de torneado de la pieza.

Figura 16.2. La rugosidad de la superficie es producida por el contacto con el molde usado en la fundición de la pieza. Posteriormente se mecanizan ciertas zonas de la biela.

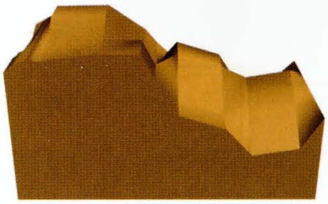
Estos defectos pueden aparecer juntos, como se muestra en la figura 16.3.

Existen otros defectos que influyen sobre la calidad de la superficie que son achacables a la propia naturaleza del material de la misma denominándose *parámetros de perfil estructural P* (del ingés *Profile).*

Rugosidades



Ondulaciones



Rugosidades y ondulaciones

Figura 16.3. Imperfecciones de las superficies.

La medición de estas irregularidades se realiza en el mismo proceso de fabricación o en los centros de inspección del taller. Se emplean rugosímetros que disponen de un palpador muy fino que deslizan sobre la superficie a examinar. Por medio de un amplificador de señal se reproducen las desviaciones de la superficie. Estos amplificadores disponen de filtros de señal para eliminar diferentes causas de ruidos y obtener una señal más limpia y representativa del estado superficial real de la pieza.

Es al diseñador de la pieza, independientemente de los medios que tenga el taller mecánico, a quien corresponde decidir qué tipo de superficies son aptas para el funcionamiento del conjunto. Esta información queda reflejada en los planos, para los cuales la norma EN ISO 1302-2002 ha desarrollado un código de símbolos que se estudiarán a continuación.

16.2. Definiciones previas

Los símbolos de la norma EN ISO 1302-2002 hacen referencia a unas características de las su-

perficies que se presentan a continuación (figura 16.4).

Perfil geométrico: perfil ideal representado en los planos que debe cumplir la pieza.

Perfil efectivo: perfil real de la pieza producido por los medios disponibles de fabricación

Longitud de muestreo Lr: es la longitud básica utilizada para identificar las irregularidades del perfil evaluado.

Longitud de exploración L: es la longitud total sobre la que se miden las desviaciones del perfil, que incluye normalmente varias longitudes básicas o de muestreo (figura 16.5).

16.2.1. SÍMBOLOS UTILIZADOS EN LOS PLANOS

Se parte de un símbolo básico representado por dos trazos desiguales inclinados 60° respecto de la superficie donde apoyan, como se indica en la figura 16.6.

Si el mecanizado debe realizarse por eliminación de material (MRR, Material Removal Required, en inglés), se debe añadir un trazo horizontal a la figura anterior, quedando el símbolo según se observa en la figura 16.7. Se recomienda no utilizar este símbolo sin información complementaria acerca del proceso de fabricación que se va a emplear.

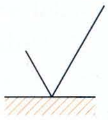
Símbolo	Indicación de siglas equivalente	Término inglés	Término español
	APA	Any Process Allowed	Se permite cualquier proceso de fabricación
	MRR	Material Removal Required	Se requiere eliminación de material (mecanizado)
	NMR	No Material Removed	No se elimina material

TABLA 16.1. *Equivalencias entre símbolos y siglas equivalentes.*

Si no se permite la eliminación de material, debe añadirse al símbolo básico un círculo, como se representa en la figura 16.8. Este símbolo puede utilizarse en los dibujos de fases de fabricación para indicar que la superficie debe quedar tal y como ha sido obtenida en la fase anterior, durante la cual pudo ser mecanizada con o sin eliminación de material.

El símbolo completo incluye un trazo horizontal superior, tal y como se observa en la figura 16.9.

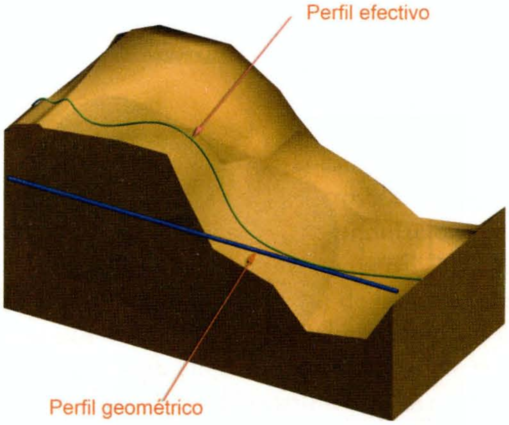


FIGURA 16.4. MEDIDAS CARACTERÍSTICAS SOBRE UN PERFIL.

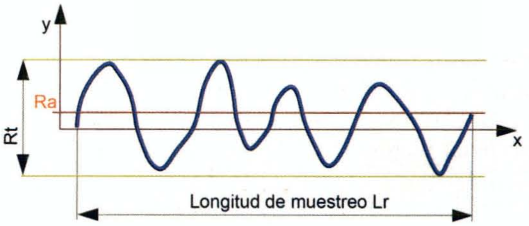


FIGURA 16.5. PERFIL EFECTIVO Y DEFINICIÓN DE PARÁMETROS (R_T Y R_A, EN ESTE CASO).

FIGURA 16.6. SÍMBOLO BÁSICO.

FIGURA 16.7. SÍMBOLO DE MECANIZADO CON RETIRADA REQUERIDA DE MATERIAL.

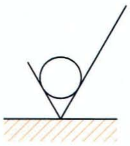


FIGURA 16.8. SÍMBOLO DE MECANIZADO INDICANDO LA RETIRADA NO PERMITIDA DE MATERIAL.

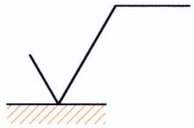


FIGURA 16.9. SÍMBOLO PARA INDICAR CARACTERÍSTICAS ESPECIALES.

En caso de hacer referencia a las características de calidad del acabado en textos o documentos técnicos es posible sustituir los símbolos por los textos de acuerdo con la tabla 16.1.

Es posible exigir el mismo estado de calidad superficial para todas las superficies de la pieza añadiendo al símbolo gráfico correspondiente un pequeño círculo en la intersección del trazo oblicuo con el tramo paralelo a la superficie, de acuerdo con la figura 16.10.

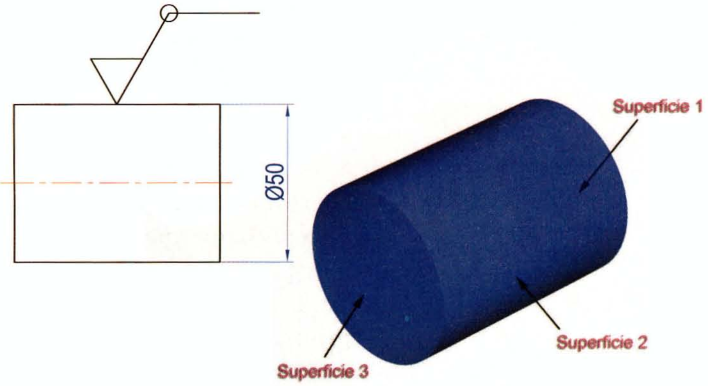


FIGURA 16.10. EXIGENCIA DE LA MISMA CALIDAD EN TODAS LAS SUPERFICIES DE LA PIEZA.

16.2.2. INDICACIONES SOBRE LOS SÍMBOLOS DE CALIDAD SUPERFICIAL

Un símbolo de indicación de la calidad superficial puede llevar todas las anotaciones que se muestran en la figura 16.11.

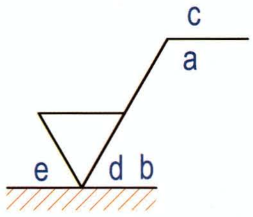


FIGURA 16.11. SÍMBOLO GENERAL.

En ella, *a* es el requisito principal de calidad superficial, *b* es el segundo requisito de calidad superficial, *c* es el método de fabricación (conformado, recubrimiento, terminación, etc.) que se va a utilizar, *d* corresponde a la indicación del patrón de surcos superficiales y su orientación respecto del plano representado en el dibujo, y *e* corresponde a las creces (o sobreespesores) previstas para la fabricación.

Requisito principal de calidad superficial (a)

Este requisito está formado por cuatro partes principales:

- Especificación del límite superior (*U*, del inglés *Upper)* y/o inferior (*L*, del inglés *Lower)*. Sólo se indican ambos en caso de desear la acotación superior e inferisor. En caso contrario, se entiende que se expresa el límite superior.
- El tipo de filtro (2RC, Gaussiano, PC Phase Corrected, ...) y de banda de transmisión (expresada por los valores extremos de longitudes de onda en milímetros) empleada para obtener el perfil efectivo.
- Parámetros de calidad superficial; perfil (*R*, *W* o *P*) y característica (*a:* aritmética, q: quadrática, *t:* total, ...), el número de longitudes básicas o de muestreo contenidas en la longitud de exploración, y los valores numéricos asociados que cuantifican los límites anteriormente mencionados expresados en micrómetros.
- Interpretación del límite indicado en la especificación. Existen dos métodos: si no se especifica nada, se aplica la "regla del 16%", por la cual se considera aceptable la pieza si no más de un 16% de las medias realizadas caen fuera de los límites indicados. El otro método es la "regla del valor máximo" y se representa por las letras *máx* detrás de las características de calidad superficial, indicando que todas las medidas realizadas deben estar necesariamente dentro de los límites especificados.

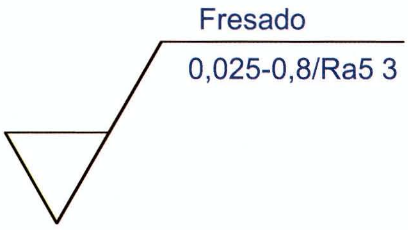
Podemos ver un ejemplo del aspecto de indicación del requisito individual de calidad superficial en la figura 16.12.

La indicación del filtro utilizado es recomendada por la norma, ya que anteriormente el filtro de señal normalizado era el denominado 2RC. Sin embargo, en las últimas revisiones de la norma ISO 11562 se ha designado el filtro Gaussiano como el filtro por defecto, y es

probable que otros filtros puedan ser incluidos como normalizados en el futuro.

La banda de transmisión es el conjunto de longitudes de onda incluidos en la evaluación de los valores numéricos paramétricos indicados sobre el perfil. Si no aparece explícitamente se toman los valores por defecto incluidos en las normas ISO 3274. Estos valores corresponden a $\lambda s = 0{,}025$ mm (límite inferior) y $\lambda c = 0{,}8$ mm (límite superior, o longitud de onda de corte). Estos valores se separan por un guión (figuras 16.12A y 16.12B).

A) MRR 0,025-0,8/Ra5 3



B)

FIGURA 16.12. INDICACIÓN DE LA BANDA DE TRANSMISIÓN INDICANDO LOS VALORES DE CORTE. *A)* COMO TEXTO. *B)* MEDIANTE SÍMBOLOS.

En la figura 16.13 la desviación media aritmética del perfil *Ra* no debe sobrepasar 3 m en una longitud de evaluación de 5 longitudes básicas.

La longitud de evaluación es el número de longitudes básicas o de muestreo sobre las que se mide el perfil y se calculan los correspondientes parámetros. Su valor oscila entre 3 y 5 veces la longitud de muestreo.

En la norma ISO 4288 se definen las longitudes de evaluación en función del tipo de perfil.

- Para un perfil *R* la longitud de evaluación normalizada corresponde a 5 veces la longitud de muestreo.
- Para un perfil *W* no se definen longitudes de evaluación normalizadas.
- Para un perfil *P* se define la longitud de evaluación normalizada como la longitud completa del elemento geométrico al que se aplica la indicación de acabado.

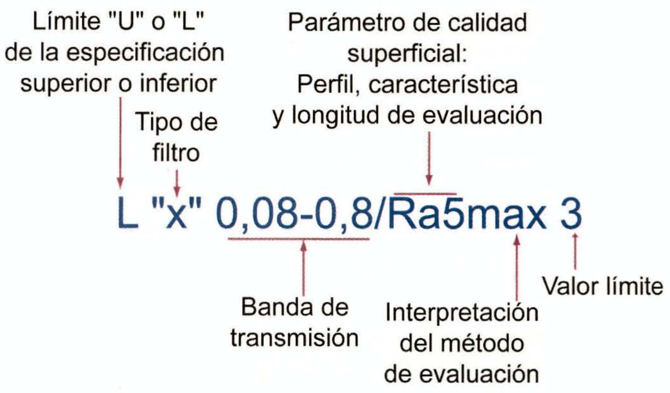


FIGURA. 16.13. COMPOSICIÓN DE LA INDICACIÓN DEL REQUISITO INDIVIDUAL DE CALIDAD SUPERFICIAL.

Es posible caracterizar la calidad de una superficie atendiendo a parámetros asociados con la rugosidad (perfil *R*), con la ondulación (perfil *W*) o con el perfil completo (perfil *P*). La tabla 16.2 muestra una revisión de las características obtenidas con los dos primeros por ser los más frecuentemente utilizados. Estos parámetros se basan en las desviaciones de las crestas o de los valles del perfil efectivo obtenido por el rugosímetro en la banda de transmisión, definida anteriormente respecto de los valores medios calculados sobre ese perfil (método de la línea media o central). Se distingue entre parámetros obtenidos por promediación (p. ej., *Ra*) y parámetros obtenidos por distancia entre puntos concretos (p. ej., *Rt*).

Resumiendo, la indicación del requisito individual de calidad superficial incluye los elementos de la figura 16.14.

Proceso de Fabricación	Límite de especificación	Tipo de filtro	Banda de transmisión	Parámetros de calidad superficial		Longitud de evaluación	Método de interpretación	Valor límite
				Perfil	Característica			
APA MRR NMR	U L	2RC Gaussiano	ls-lc -Lr	P W R	a z p,...	3 xLr 4 x Lr 5 x Lr	Max 16%	mm

MMR U 2RC 0.025-0.8/ Ra5 max 2

APA L Gauss -0.8/ Rz5 2

FIGURA 16.14. COMPOSICIÓN DE LA INDICACIÓN DEL REQUISITO PRINCIPAL DE CALIDAD SUPERFICIAL.

Los valores de desviación media aritmética de rugosidad *Ra* pueden indicarse mediante los in-

dicadores de las *calidades de rugosidad* que se indican en la tabla 16.3, o bien mediante el valor numérico explícito de la rugosidad expresado en micrómetros. Se recomienda, aunque no es obligatorio, usar preferentemente las calidades de rugosidad en lugar de los valores explícitos para evitar errores de interpretación del valor numérico y de sus unidades.

		Característica	**Definición**
Parámetro de rugosidad **Perfil R**	No promediados	**Rp**	Máxima altura de pico
		Rv	Máxima profundidad de valle
		Rz	Máxima altura del perfil
		Rt	Altura total del perfil
	Promediados	**Ra**	Desviación media aritmética
		Rq	Desviación media cuadrática
		Rsk	Factor de asimetría
		Rku	Factor de aplastamiento

		Característica	**Definición**
Parámetro de ondulación **Perfil W**	No promediados	**Wp**	Máxima altura de pico
		Wv	Máxima profundidad de valle
		Wz	Máxima altura del perfil
		Wt	Altura total del perfil
	Promediados	**Wa**	Desviación media aritmética
		Wq	Desviación media cuadrática
		Wsk	Factor de asimetría
		Wku	Factor de aplastamiento

TABLA 16.2. *Parámetros de rugosidad.*

Rugosidad R_a (μm)	**Clase de rugosidad**	**Equivalencia DIN 140**
50	N 12	∼
25	N 11	
12,5	N 10	▽
6,3	N 9	
3,2	N 8	▽▽
1,6	N 7	
0,8	N 6	▽▽▽
0,4	N 5	
0,2	N 4	▽▽▽▽
0,1	N 3	
0,05	N 2	
0,025	N 1	

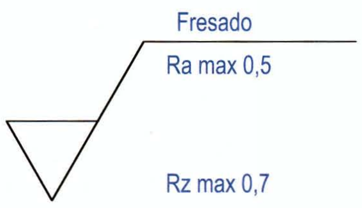
TABLA 16.3. *Clases de rugosidad y su equivalencia.*

Salvo que se indique lo contrario, el valor de la rugosidad se refiere a la superficie final obtenida después del proceso de fabricación (conformado, mecanizado, tratamiento, recubrimiento, etc.).

Segundo requisito individual de calidad superficial (b)

Siempre se indicará el primer requisito de calidad superficial en la posición *a*. Si es necesario indicar un segundo requisito, éste se situará en la posición *b*. Si se va a indicar en el texto, este segundo requisito se indicará después del primero separado por punto y coma (figura 16.15).

A) MRR Ra máx 0,5; Rz máx 0,7



B)

FIGURA 16.15. INDICACIÓN DEL SEGUNDO REQUISITO DE CALIDAD SUPERFICIAL. *A)* COMO TEXTO. *B)* MEDIANTE SÍMBOLOS.

Método de fabricación (c)

El método de fabricación se indicará sobre la linea horizontal del símbolo completo.

Cuando sea necesario indicar el estado de la superficie antes del tratamiento se hará como se muestra en la figura 16.16.

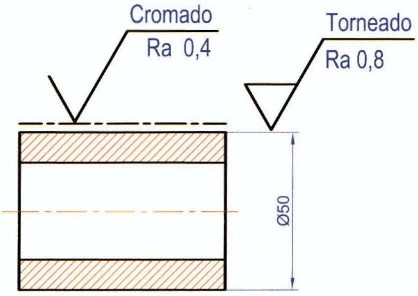


FIGURA 16.16. INDICACIÓN DE TRATAMIENTOS O RECUBRIMIENTOS.

Surcos superficiales y orientación (d)

Si es necesario indicar la dirección de las huellas producidas por las herramientas, se consignarán en la posición *d* (figura 16.11) con los símbolos indicados en la tabla 16.4, de acuerdo con la orientación de las huellas, la norma EN ISO 1302.

Sobreespesor de mecanizado (e)

Cuando sea preciso indicar el valor de la sobremedida para mecanizado, se debe situar a la izquierda del símbolo correspondiente, como se indica en la figura 16.17. Este valor debe darse en el sistema de unidades adoptado para la acotación del dibujo (normalmente milímetros).

16.2.3. INDICACIONES EN LOS DIBUJOS

Los símbolos se colocan directamente sobre las superficies a las que se refieren o en su prolongación (figuras 16.18 y 16.19).

Los símbolos y las indicaciones deben orientarse de tal forma que se puedan leer desde la base o desde la derecha del dibujo, como en la figura 16.18. Si no pudieran colocarse de

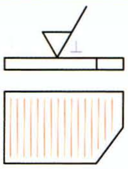
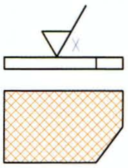
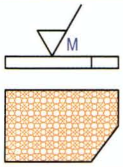
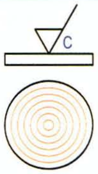
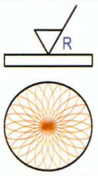
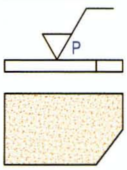
Símbolo	Característica	Definición
=	Huellas paralelas al plano de representación de la vista sobre la que se aplica el símbolo	
⊥	Huellas perpendiculares al plano de representación de la vista sobre la que se aplica el símbolo	
×	Huellas que se cruzan en dos direcciones oblicuas respecto al plano de representación de la vista sobre la que se aplica el símbolo	
M	Huellas sin orientación definida. Multidireccionales	
C	Huellas de forma aproximadamente circular sobre la superficie a la que se aplica el símbolo	
R	Huellas de dirección aproximadamente radial sobre la superficie a la que se aplica el símbolo	
P	Las huellas superficiales son en general no direccionales y protuberantes	

TABLA 16.4. *Símbolos para indicar la dirección de las estrías.*

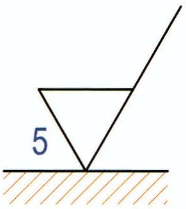


FIGURA 16.17. INDICACIÓN DE LA SOBREMEDIDA PARA MECANIZADO.

esta forma y el símbolo no llevase ninguna indicación, salvo la rugosidad, podrán representarse en cualquier posición, excepto la indicación de la rugosidad, que debe tener la orientación correcta (figura 16.19).

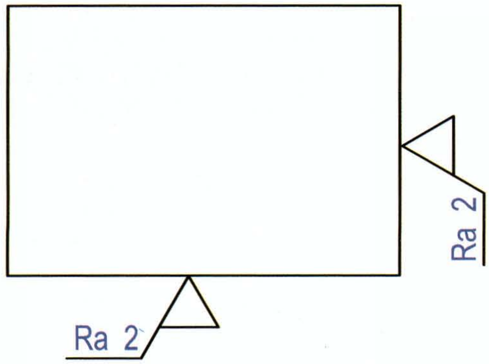


FIGURA 16.18. SITUACIÓN DE LOS SÍMBOLOS.

Si fuera necesario, se podría unir el símbolo por medio de una línea de referencia que parta de la base, como en la figura 16.18.

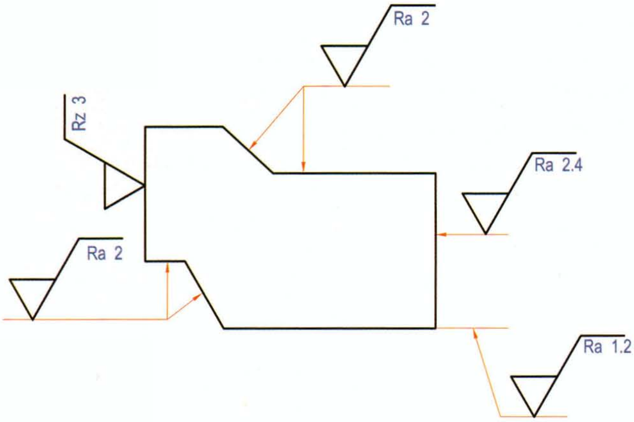


FIGURA 16.19. SITUACIÓN DE LOS SÍMBOLOS.

Los símbolos deben utilizarse una única vez por cada superficie, y, si es posible, en la vista donde ésta lleve su correspondiente dimensionamiento y acotación (figura 16.20).

Es posible indicar el estado superficial mediante líneas de referencia que apunten a la correpondiente superficie (figura 16.21).

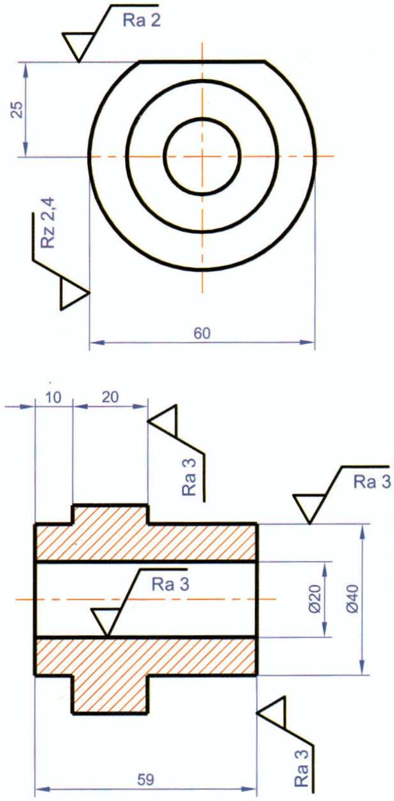


FIGURA 16.20. SITUACIÓN DE LOS SÍMBOLOS EN CADA VISTA.

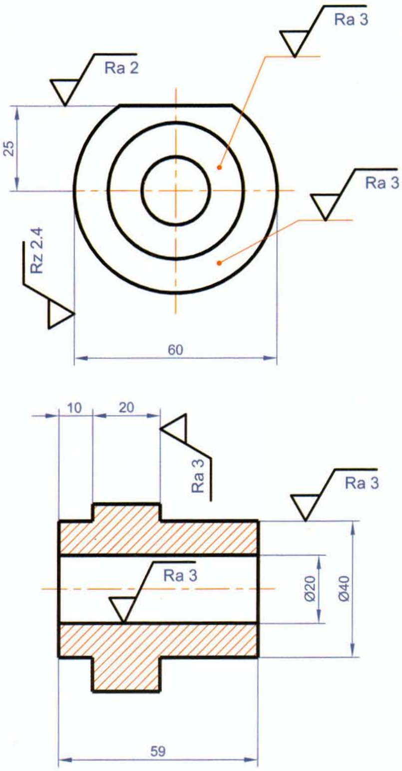


FIGURA 16.21. SITUACIÓN DE LOS SÍMBOLOS POR MEDIO DE LÍNEAS DE REFERENCIA.

También es posible indicar el estado superficial sobre el rectángulo que define la tolerancia geométrica de un elemento (figura 16.22).

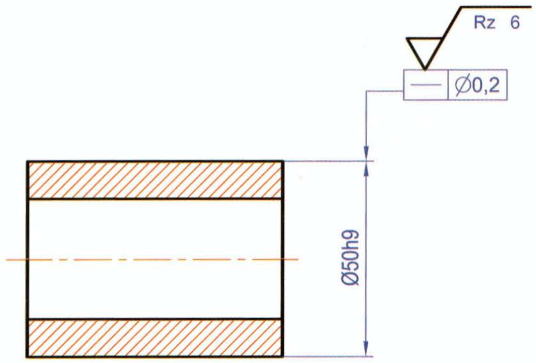


FIGURA 16.22. INDICACIÓN DEL REQUISITO DE CALIDAD SUPERFICIAL SOBRE LAS TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS.

Si se exige el mismo estado superficial para la mayoría de las superficies de la pieza, el símbolo deberá colocarse de una de las siguientes formas:

- El símbolo básico (entre paréntesis) sin ninguna otra indicación (figura 16.23A).
- Uno o varios símbolos (entre paréntesis) del estado o estados de superficie particulares (figura 16.23B).

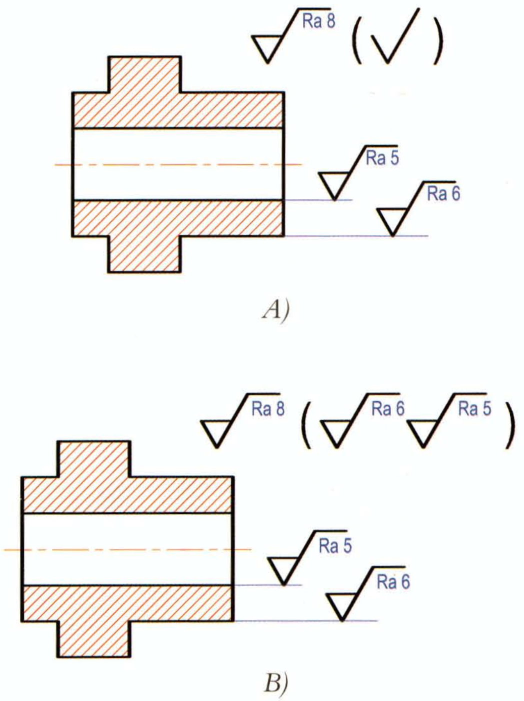


FIGURA 16.23. ESTADOS SUPERFICIALES PARA LA MAYORÍA DE LAS SUPERFICIES.

Las superficies que no deban ser mecanizadas según el símbolo de mecanizado general, llevarán sus propios símbolos de mecanizado (figuras 16.23A y 16.23B).

Para evitar repetir especificaciones complejas o cuando no se disponga de espacio suficiente, se puede hacer una indicación simplificada del estado superficial, siempre que el significado de esta representación simplificada esté situado cerca del dibujo de la pieza o próximo al cuadro de rotulación (figura 16.24).

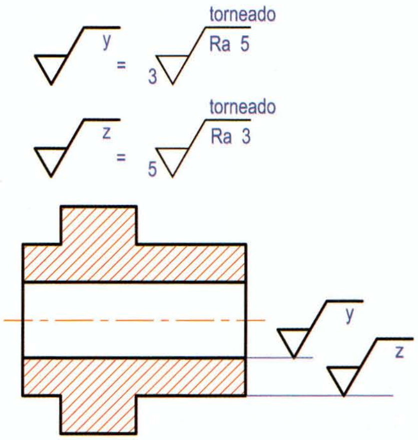


FIGURA 16.24. FORMA DE EVITAR LA REPETICIÓN DE ESPECIFICACIONES COMPLEJAS.

Si se necesita un mismo estado superficial para un gran número de superficies de la pieza, se puede utilizar uno de los símbolos básicos y explicar su significado sobre el plano, según se muestra en la figura 16.25.

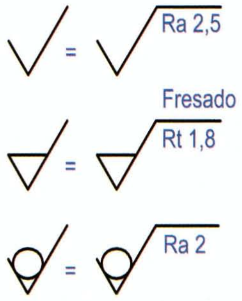


FIGURA 16.25. ESTADO SUPERFICIAL IGUAL PARA MUCHAS SUPERFICIES.

Por último, es importante recalcar que sólo se deberán proporcionar indicaciones referidas al acabado superficial (perfiles *R*, *W* o *P*) cuando sea estrictamente necesario para el buen

funcionamiento del sistema, y sólo en aquellas superficies cuyo comportamiento funcional o estético lo exija. El especificar un estado superficial determinado en una superficie donde no es necesario obliga a realizar un proceso de fabricación y un control de calidad específico para dicha especificación, y, por consiguiente, aumenta los costes y los tiempos de producción de la pieza.

La indicación de estado superficial no es necesaria si el taller donde se producen las piezas las obtiene conforme al estado superficial exigido.

16.2.4. Ejemplos

En la figura 16.26 se ofrecen algunos ejemplos, junto con su interpretación.

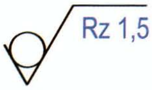
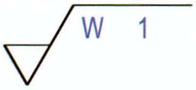
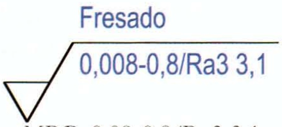
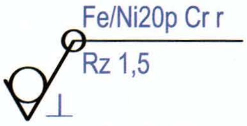
 NMR Rz 1,5	Proceso sin eliminación de material Banda de transmisión por defecto Perfil *R* característica *z* (máxima altura del perfil) de valor máximo 1,5 μm. Longitud de evaluación por defecto. Regla de aplicación del límite de la especificación del 16%
MRR Rzmáx 1,5	Proceso con eliminación de material Banda de transmisión por defecto Perfil R característica z (máxima altura del perfil) de valor máximo 1,5 μm. Longitud de evaluación por defecto. Regla de aplicación del límite de la especificación del valor máximo
 MRR W 1	Proceso con eliminación de material Banda de transmisión por defecto Perfil *W* de valor máximo 1 μm. Longitud de evaluación por defecto. Regla de aplicación del límite de la especificación del 16%
 MRR 0,08-0,8/Ra3 3,1	Proceso con eliminación de material por fresado Banda de transmisión 0,008-0,8 mm Perfil *R* característica *a* (desviación media aritmética) de valor máximo 3,1 μm. Longitud de evaluación 3 veces la longitud de muestreo. Regla de aplicación del límite de la especificación del 16%
APA U Ramáx 2,5; L Ra 0,5	Cualquier proceso de fabricación Banda de transmisión por defecto Límite superior con exigencia de perfil *R* característica *a* (desviación media aritmética) de valor máximo 2,5 μm. Longitud de evaluación por defecto. Regla de aplicación del límite de la especificación: el valor máximo Límite inferior con exigencia de perfil *R* característica *a* (Desviación media aritmética) de valor máximo 0,5 μm. Longitud de evaluación por defecto. Regla de aplicación del límite de la especificación del 16%
 APA U Ramáx 2,5; L Ra 0,5	Proceso de fabricación sin eliminación de material Todas las superficies de la pieza están afectadas Banda de transmisión por defecto Perfil *R* característica *z* (máxima altura del perfil) de valor máximo 1,5 μm. Longitud de evaluación por defecto. Regla de aplicación del límite de la especificación del 16% Recubrimiento de níquel-cromo

Figura 16.26. Ejemplos de rugosidad.

■ 16.2.5. ESTADOS SUPERFICIALES Y PROCESOS DE FABRICACIÓN

A continuación se muestra una tabla con los valores típicos alcanzados de *Ra* expresados en micrómetros. Esta tabla debe ser utilizada como orientación.

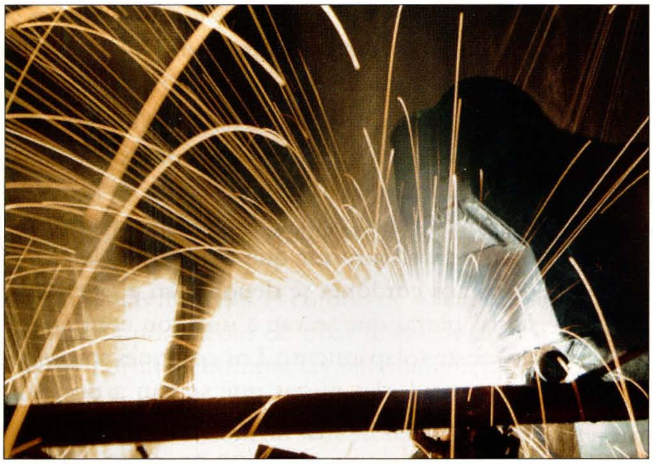
Proceso de fabricación	**Ra μm**												
	0,0250	**0,05**	**0,1**	**0,2**	**0,4**	**0,8**	**1,5**	**3**	**6**	**12**	**16**	**20**	**25**
Pulido	■	■	■										
Laminación en caliente									■	■	■	■	■
Moldeo en arena								■	■	■	■	■	■
Forja						■	■	■	■				
Moldeo en coquilla					■	■	■	■					
Moldeo a presión				■	■	■	■						
Laminado,estirado, trefilado		■	■	■	■	■	■						
Extrusión		■	■	■	■	■	■						

A continuación se muestra una tabla con los valores típicos alcanzados de *Rz* en micrómetros:

Proceso de fabricación	**Rz μm**	
	Valores usuales	**Valores especiales**
Cepillado	6,3-100	1,0-6,3
Mortajado	10-40	2,5-10
Brochado	2,5-10	0,6-2,5
Cilindrado	4,0-63	1,0-4,0
Refrentado	10-63	2,5-10
Ranurado	10-40	4,0-10
Fresado	10-40	1,6-10
Taladrado	40-160	16-40
Avellanado	25-40	6,3-10
Escariado	10-25	0,4-4,0
Rectificado frontal	4,0-10	0,6-1,6
Rectificado cilíndrico	2,5-6,6	1,0-2,5
Pulido	1,0-2,5	0,06-0,16
Lapeado	0,16-1,6	0,04-0,16
Bruñido	0,04-0,25	–

16.3. NORMATIVA

Norma	**Título**
EN ISO 1302 2002	Especificación geométrica de productos (GPS). Indicación de la calidad superficial en la documentación técnica de productos.
ISO 4287	Especificación geométrica de productos (GPS). Calidad superficial: Método del perfil. Términos, definiciones y parámetros del estado superficial.
ISO 4288	Especificación geométrica de productos (GPS). Calidad superficial: Método del perfil. Reglas y procedimientos para la evaluación del estado superficial.



17 Uniones permanentes. Soldadura

Introducción

Las uniones soldadas y con adhesivos permiten la formación de piezas partiendo de elementos más sencillos, que se unen de forma permanente por medio de materiales intermedios como los cordones de soldadura o los adhesivos.

El desarrollo de la tecnología tanto en lo que se refiere a materiales, como en lo referente a procesos de fabricación y automatización de los mismos, ha hecho que en la actualidad existan muchas piezas construidas por soldadura o por uniones con adhesivos que anteriormente se construían de otra forma (remachadas o incluso por procesos de formación o conformación).

Una construcción soldada está formada por la unión permanente de varias piezas mediante la fusión del material que las compone o la fusión con un tercer material que se añade (denominado material de aportación).

La primera parte del capítulo se destina a la soldadura. Se introducen el concepto y los elementos que la componen. Se expone la forma en que se representan las soldaduras en el plano de las dos formas posibles: gráfica y simbólica.

Se indican con detalle los criterios que se utilizan para la representación simbólica de la soldadura, y se muestran los distintos tipos de cordones que aparecen. Posteriormente se especifica cómo se designan y se acotan las uniones soldadas. La segunda parte del capítulo se dedica a uniones con adhesivos o encoladas.

A)

B)

Figura 17.1. Ejemplos de piezas soldadas.

17.1. Uniones soldadas

La *soldadura* es una tecnología que fue ampliamente desarrollada durante la Segunda Guerra Mundial. Fue utilizada en un principio en la construcción de barcos de guerra, sustituyendo así a todas las placas remachadas que formaban el casco. Hoy en día prácticamente ha reemplazado a la unión remachada, aunque sectores como el aeronaútico lo siguen utilizando. Existen incluso determinadas piezas cuya fabricación por forja o estampación ha desaparecido, siendo la soldadura su forma de construcción más frecuente. Existe una gran variedad de procesos de soldadura y es posible soldar de forma manual (figura 17.2) o realizar un proceso completamente automatizado (figura 17.3).

Figura 17.2. Soldadura manual.

Figura 17.3. Soldadura automatizada en una cadena de fabricación de automóviles.

Las piezas que se van a soldar se unen en la junta de soldadura por medio de *cordones de soldadura*.

La *junta de soldadura* es la zona en la que se unen por soldadura las piezas entre sí. Se llama *cordón* al material básico fundido y, en la mayoría de los casos, al material de aportación fundido con el anterior que materializa la soldadura. Los cordones se denominan *a tope* cuando las piezas que se van a unir son contiguas y no existe solapamiento. Los cordones son *angulares* cuando las piezas que se van a unir son perpendiculares (figura 17.4).

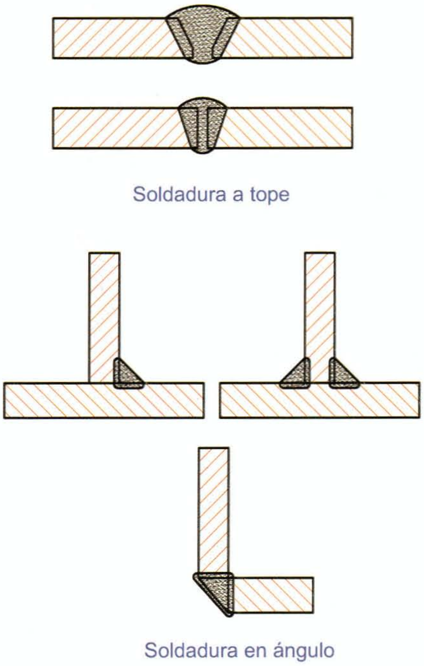


Figura 17.4. Soldadura a tope y en ángulo.

17.2. Representación de soldaduras

Las soldaduras se representan mediante su cordón de soldadura. Estos cordones se representan a su vez gráfica o simbólicamente, bien en vistas diédricas, bien en secciones. En las secciones se preferirá la representación gráfica, y en las vistas sin seccionar la representación simbólica.

Siempre que sea necesario, y con el fin de describir la soldadura sin ningún tipo de error, se podrá recurrir a detalles, y por lo tanto tendrán que ser dibujados aparte. Las representa-

ciones se completan con datos de terminación de la soldadura.

Los símbolos de la soldadura indican el tipo de cordón y la preparación de la soldadura.

17.2.1. Representación gráfica

En vistas frontales, el cordón de soldadura se simboliza por medio de unas líneas de arco o rectas cortas denominadas *imbricación* (figura 17.5A). Si sobre la vista frontal no se ve la parte abierta del cordón, no se representa la imbricación (figura 17.5B).

En una vista lateral y en una sección, el cordón de soldadura se representa por la forma de su sección rellena de negro (figura 17.5) si el cordón es continuo.

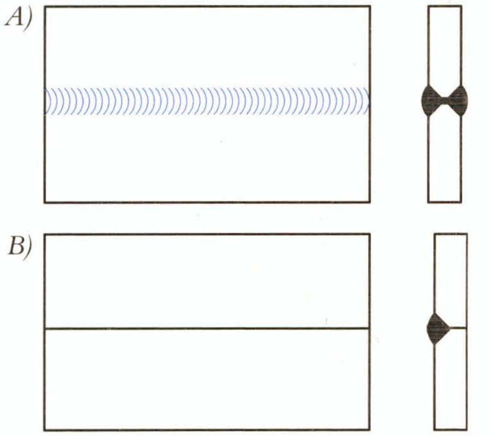


Figura 17.5. Representación gráfica de la soldadura.

El cordón de soldadura discontinuo no se sombrea ni se raya nunca, aunque la vista esté seccionada (figura 17.6A).

En vistas seccionadas, los rayados de cada uno de los elementos soldados deben ser diferentes (figura 17.6B).

17.2.2. Representación simbólica

Existen ocasiones en las que, debido a la escala o a la complejidad del plano, resulta difícil hacer la representación gráfica de la soldadura. En estos casos se recurre a una representación

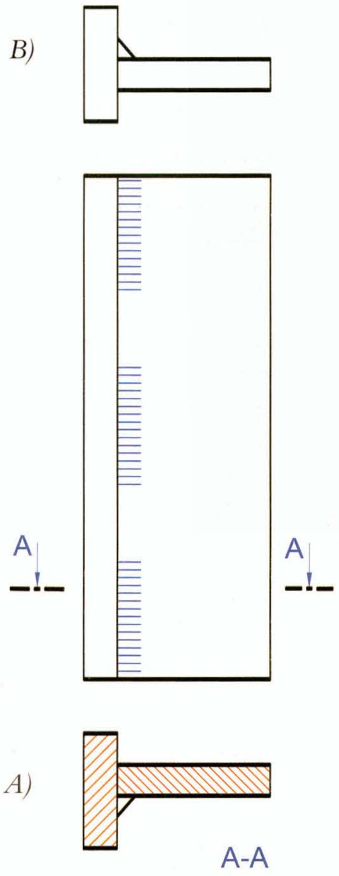


Figura 17.6. Corte de un cordón de soldadura discontinuo.

simbólica. La representación simbólica debe contener claramente todas las indicaciones necesarias para cada unión específica.

Como norma general, al definir una unión soldada debe indicarse:

- El símbolo que caracteriza la sección del cordón y la forma exterior.
- Las dimensiones del cordón de soldadura y de la separación de los elementos en el caso de soldaduras discontinuas.
- El símbolo que indique el tipo de soldadura empleado (sólo en caso de necesidad).

En la representación simbólica, el cordón se representa dibujando la forma de las dos piezas antes de construir la soldadura, es decir, mediante líneas que corresponden a aristas de la pieza. Posteriormente, se añade una línea de referencia por unión soldada (es decir, por cada cordón).

La línea de referencia empieza en una flecha que toca al cordón y termina en un trazo horizontal, y está formada por dos líneas paralelas, una continua y otra discontinua. La línea de trazos puede estar situada por encima o por debajo de la línea continua. Sobre esta doble línea horizontal se coloca el símbolo que identifica el cordón de soldadura (figura 17.7).

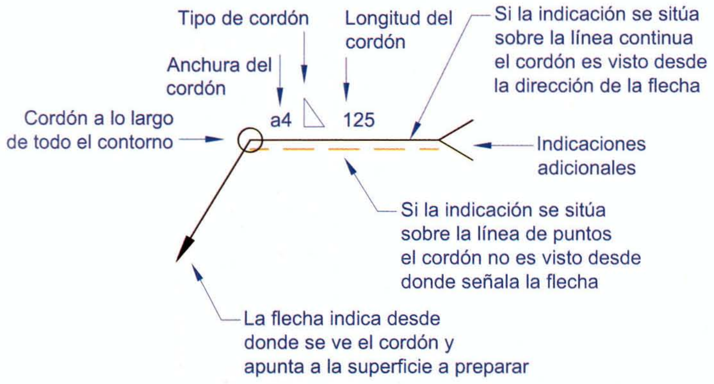


FIGURA 17.7. SÍMBOLO DE SOLDADURA Y SUS COMPONENTES.

La posición de la línea que termina en la flecha con respecto a la soldadura no tiene trascendencia (figuras 17.8A y 17.8B), salvo en el caso de cordones que tienen una superficie preparada y la otra no, en cuyo caso la flecha debe apuntar a la superficie preparada, como por ejemplo la soldadura de la figura 17.8C.

El tramo de la doble línea se dibujará preferentemente horizontal o, si no es posible, vertical. El símbolo que indica el tipo de cordón de soldadura se colocará indistintamente encima o debajo de la doble línea (una continua y otra discontinua), pero el símbolo se colocará del lado de la línea continua si la soldadura está en el lado del cordón que toca la flecha, y se colocará del lado de la línea discontinua si la soldadura está en el lado opuesto al que toca la flecha (figuras 17.8A, 17.8B y 17.8C). En el caso de soldaduras simétricas se omite el tramo discontinuo de la doble línea y se coloca un símbolo encima y otro debajo (figura 17.8D).

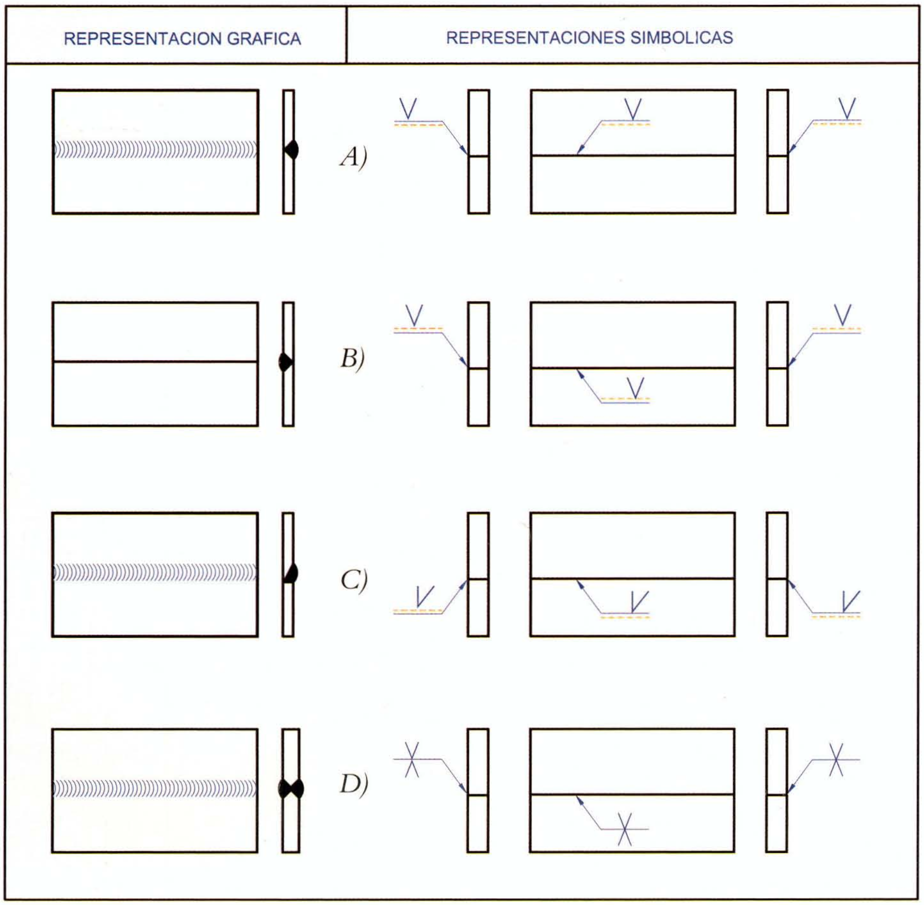
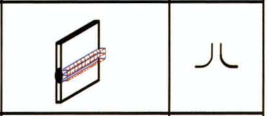
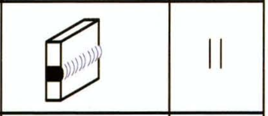
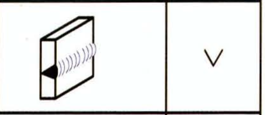
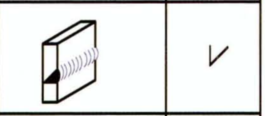
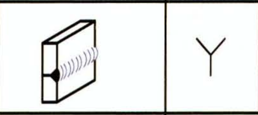
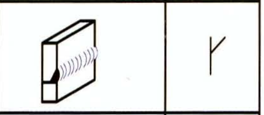
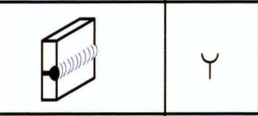
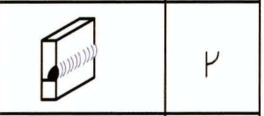
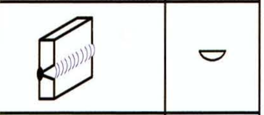
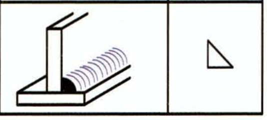
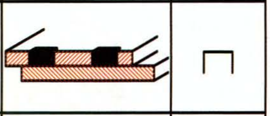
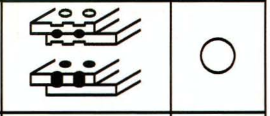
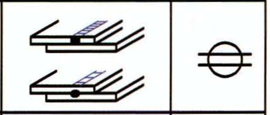
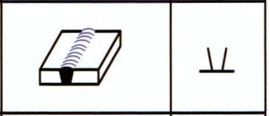
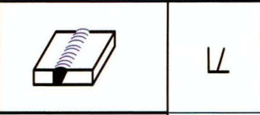
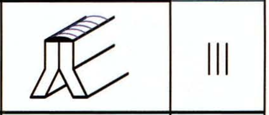
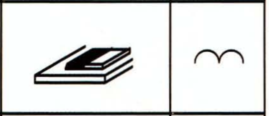
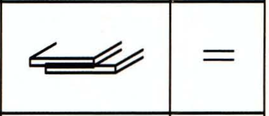
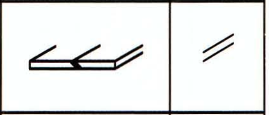
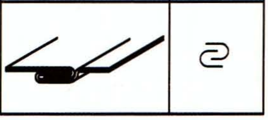


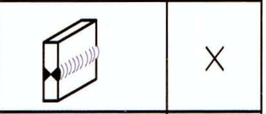
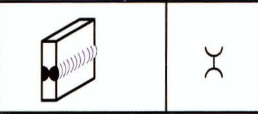
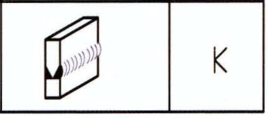
FIGURA 17.8. REPRESENTACIÓN SIMBÓLICA.

SIMBOLOS ELEMENTALES

Nº	Designación	ILUSTRACION	SIMBOLO
1	Soldadura a tope de chapas con bordes levantados (los bordes levantados se fundirán completamente)		
2	Soldadura a tope con bordes planos		
3	Soldadura a tope en V simple		
4	Soldadura a tope en bisel simple		
5	Soldadura a tope en V simple con talón de raíz amplio		
6	Soldadura a tope en bisel simple con talón de raíz amplio		
7	Soldadura a tope en U simple (lados paralelos o en pendiente)		
8	Soldadura a tope en J simple		
9	Cordón de respaldo		
10	Soldadura en ángulo		

Nº	Designación	ILUSTRACION	SIMBOLO
11	Soldadura en tapón o de ojal		
12	Soldadura por punto		
13	Soldadura por costura		
14	Soldadura a tope en V con flancos empinados		
15	Soldadura a tope en bisel con flancos empinados		
16	Soldadura de canto		
17	Recargue		
18	Unión superficial		
19	Unión inclinada		
20	Unión de pliegue		

SIMBOLOS COMBINADOS PARA SOLDADURAS SIMETRICAS (ejemplos)

Designación	ILUSTRACION	SIMBOLO
Soldadura en doble V (Soldadura en X)		
Soldadura a tope en doble U		
Soldadura a tope en bisel doble		

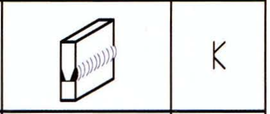
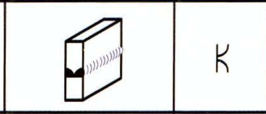
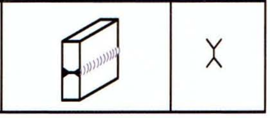
Designación	ILUSTRACION	SIMBOLO
Soldadura a tope en bisel doble con talón de raiz amplio		
Soldadura en doble J		
Soldadura a tope en V doble con talón de raiz amplio		

FIGURA 17.9. REPRESENTACIÓN DE UNIONES SOLDADAS. EJEMPLOS.

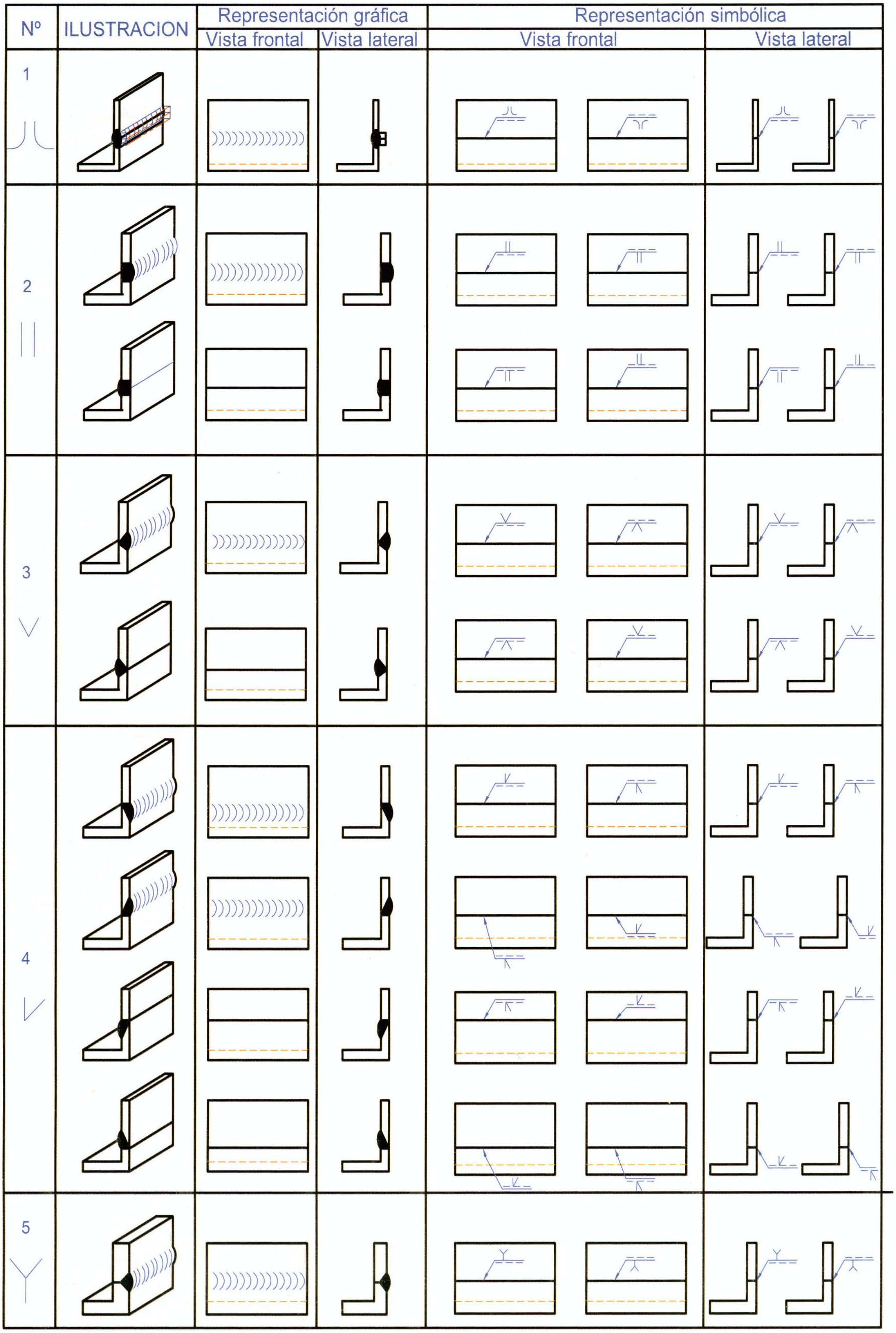


FIGURA 17.10. REPRESENTACIÓN DE UNIONES SOLDADAS. EJEMPLOS.

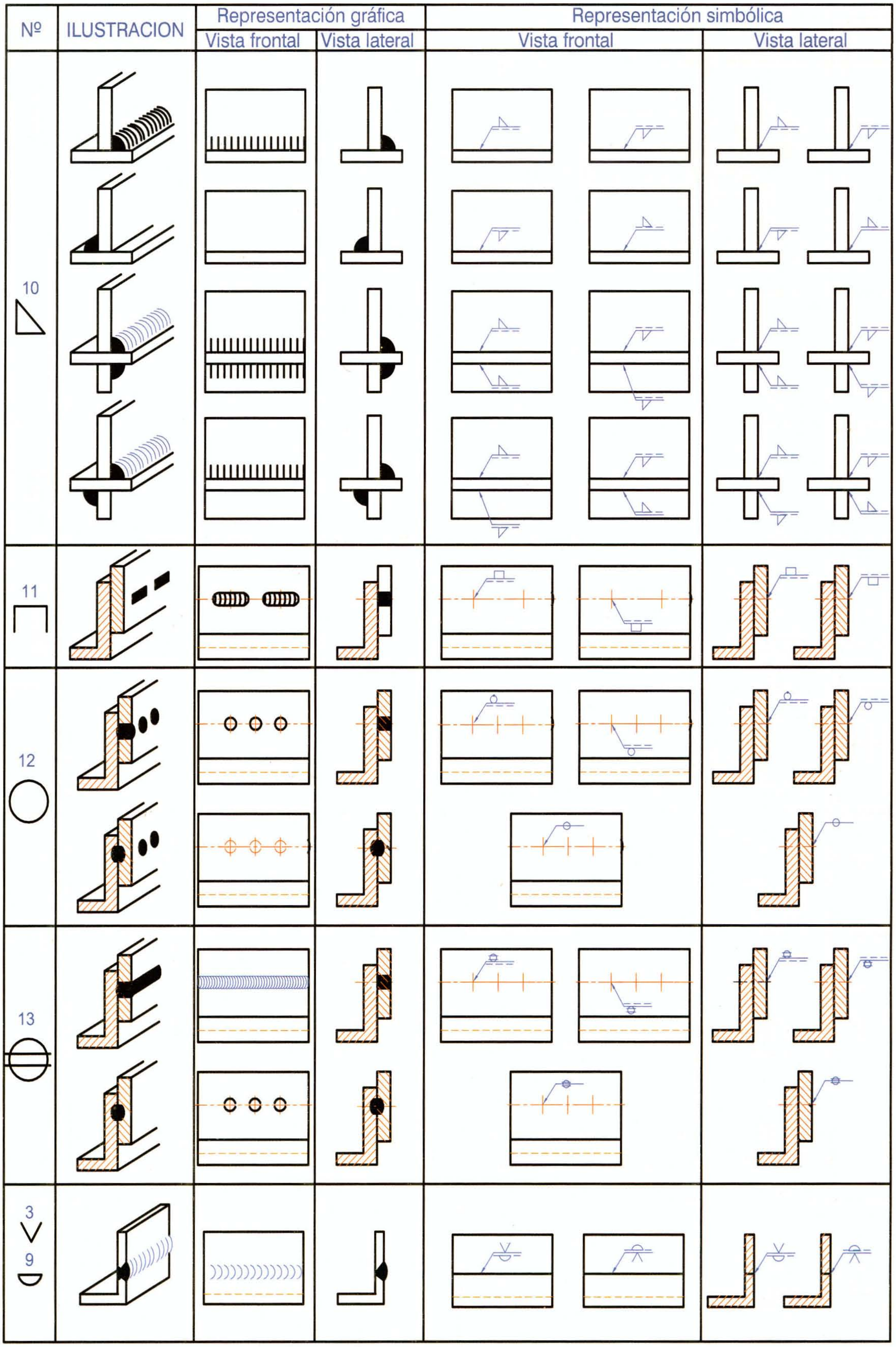


FIGURA 17.10. (CONT.) REPRESENTACIÓN DE UNIONES SOLDADAS. EJEMPLOS.

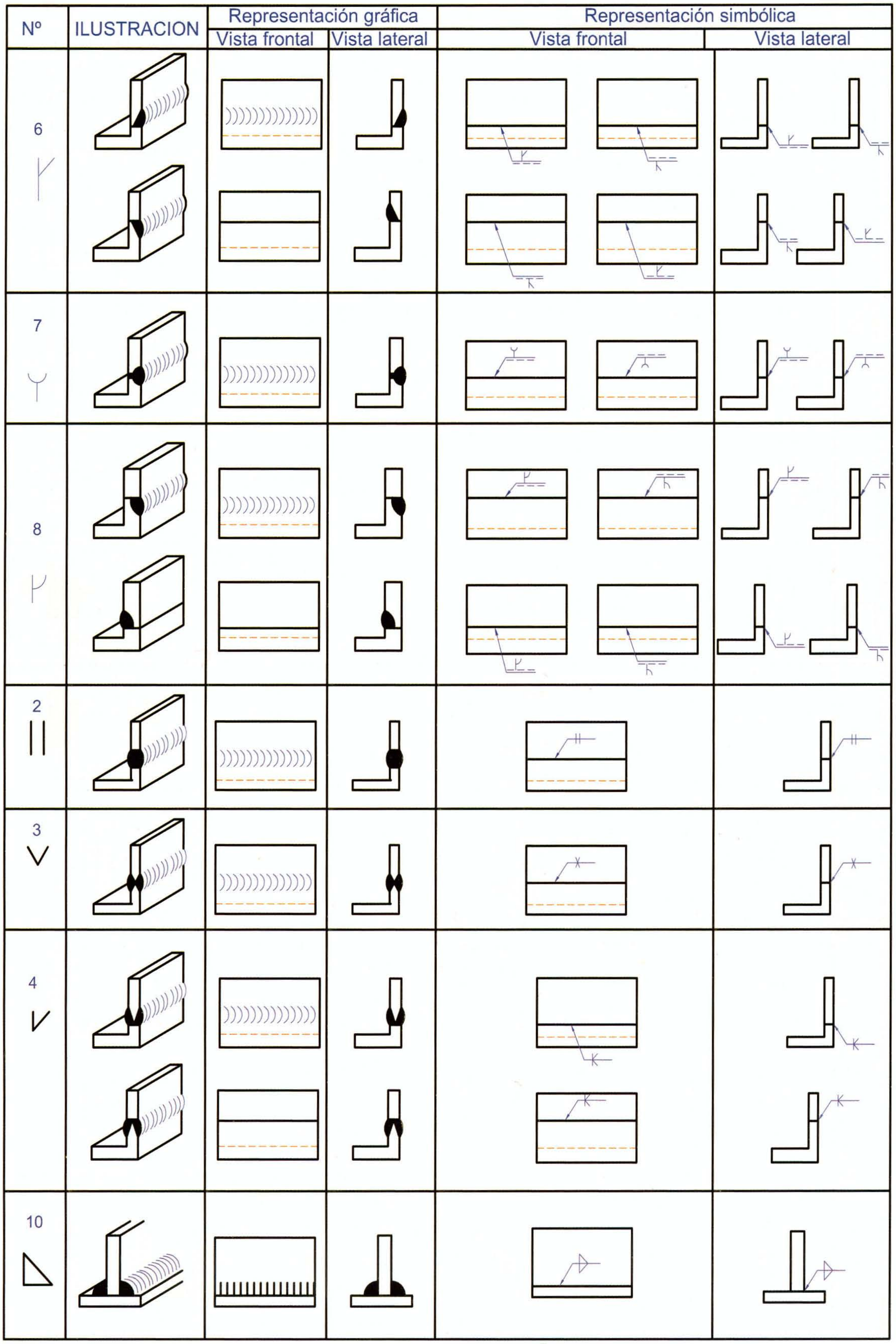


FIGURA 17.10. (CONT.) REPRESENTACIÓN DE UNIONES SOLDADAS. EJEMPLOS.

Forma de la soldadura o de su superficie	SIMBOLO
PLANA	—
CONVEXA	⌒
CONCAVA	◡
Acuerdos de transición suave	
Empleo de pletina de respaldo permanente	⌈M⌉
Empleo de pletina de respaldo eliminable	⌈MR⌉

FIGURA 17.11. SÍMBOLOS SUPLEMENTARIOS.

En la figura 17.9 se muestran los distintos símbolos para diferentes tipos de soldaduras. En la figura 17.10 aparecen ejemplos de representación gráfica y simbólica de distintas soldaduras.

Estos símbolos fundamentales pueden ir acompañados de otros símbolos suplementarios que indican la forma de la superficie del cordón (plana, cóncava, convexa). Dichos símbolos están recogidos en la figura 17.11. En la figura 17.12 aparecen algunos ejemplos de aplicación de los símbolos suplementarios.

17.3. DESIGNACIÓN DE LAS UNIONES SOLDADAS

La acotación de una unión soldada en la representación gráfica se realiza representando la forma del cordón y con las correspondientes cotas. La longitud, si no viene determinada por otras cotas geométricas, se deberá expresar mediante cotas. Si se trata de soldaduras a tope con penetración total, tampoco se acota la sección.

En la representación simbólica señalada por la norma UNE-EN 22553: 1994, la acotación del cordón tiene la siguiente estructura:

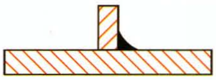
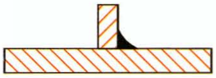
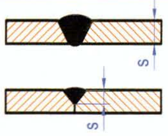
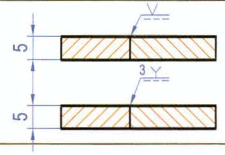
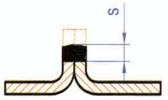
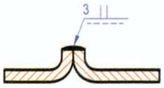
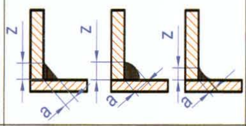
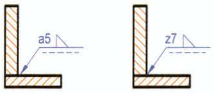
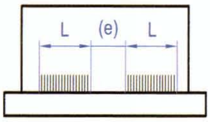
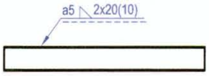
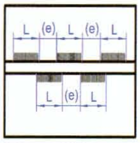
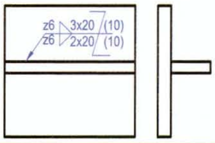
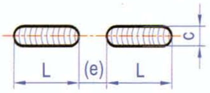
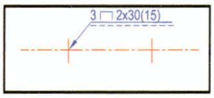
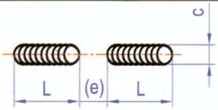
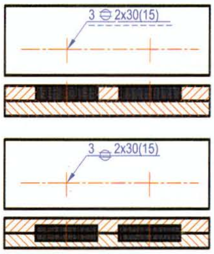
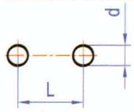
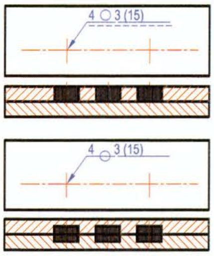
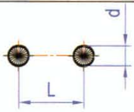
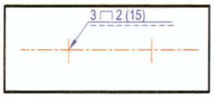
TIPO DE LA SOLDADURA	EJEMPLO	SIMBOLO
Soldadura a tope en V simple plana		
Soldadura en X convexa		
Soldadura en ángulo concava		
Soldadura en V plana con cordón de respaldo plano		
Soldadura en V simple con acabado a paño		
Soldadura en ángulo con transición suave		

FIGURA 17.12. EJEMPLOS DE APLICACIÓN DE SÍMBOLOS SUPLEMENTARIOS.

Designación de las soldaduras	Definición		Inscripción	Ejemplo
Soldaduras a tope		s: distancia mínima de la superficie a la raiz del cordón	V (1) y (2) s Y (1)	
Soldadura sobre bordes levantados sin penetración completa		s: distancia mínima de la superficie a la raiz del cordón	s ‖ (1)	
Soldadura de ángulo continua		a: altura del angulo mayor isósceles inscrito en la sección z: lado mayor del triángulo isósceles inscrito en la sección	a ◺ z ◺	
Soldadura de ángulo discontinua		L: longitud de la soldadura (e): distancia entre dos elementos contiguos n: número de elementos de soldadura	a ◺ nxL(e) z ◺ nxL(e)	
Soldadura de ángulo discontinua		l: longitud de la soldadura (e): distancia entre dos elementos contiguos n: número de elementos de soldadura	a ◺ nxL / (e) a ◸ nxL / (e) z ◺ nxL / (e) z ◸ nxL / (e)	
Soldadura de tapón u ojal		c: anchura de las muescas	c ⊓ nxL (e)	
Soldadura por costura		c: anchura de la soldadura	c ⊖ nxL (e)	
Soldadura por puntos		d: diámetro de las muescas	d ○ n (L)	
Soldaduras en tapón		d: diámetro de la soldadura	d ⊓ n (L)	

(1) La ausencia de indicación a la derecha del símbolo significa que la soldadura es continua a lo largo de todos los elementos soldados.

(2) Salvo en indicación contraria, las soldaduras a tope son de penetración total.

FIGURA 17.13. ACOTACIÓN DE LOS CORDONES DE SOLDADURA.

- A la izquierda del símbolo, los valores que dimensionan el cordón transversal.
- A la derecha del símbolo, todos los valores referidos a las dimensiones longitudinales del cordón.

La ausencia de indicaciones detrás del símbolo del cordón de soldadura significa que la soldadura debe ser continua en toda la longitud de la pieza. Las soldaduras a tope serán de penetración total, salvo que se indique lo contrario. Las soldaduras en ángulo pueden acotarse de dos formas, según se ve en la figura 17.13; en ella se muestran las distintas acotaciones para cada tipo de cordón.

Además de estas indicaciones debe informarse, cuando sea necesario, de otros aspectos, quedando el orden de la designación de la siguiente forma:

- Símbolo y signos adicionales.
- Valores de la acotación de la unión soldada.
- Procedimientos de la soldadura.
- Calidad de la soldadura.
- Posición de la soldadura.

En algunos casos se pueden precisar indicaciones complementarias para especificar algunos aspectos.

Cuando la soldadura se debe realizar en todo el contorno de la pieza, se utiliza una circunferencia situada sobre el quiebro de la línea de referencia (figura 17.14A). Si las soldaduras se deben realizar en obra, se indica con una bandera (figura 17.14B). Si se indica el procedimiento de soldadura normalizado, éste se simboliza con su número correspondiente, o con su designación normalizada, colocado como se indica en la figura 17.14C.

Las diferentes indicaciones se deben separar por medio de barras "|" pudiendo además cerrar las indicaciones dentro de una caja como, en la figura 17.14D.

17.4. Ejemplo de uniones soldadas

A continuación se ofrece en las figuras 17.15 y 17.16 la misma polea con representación gráfica y simbólica respectivamente. La figura 17.17 muestra otra polea con representación simbólica de la soldadura.

La figura 17.18 ofrece el dibujo de las diferentes piezas soldadas que componen un extintor. Este plano sólo ofrece la indicación de las piezas diferentes que lo componen y los valores de los cordones que sirven para unirlas. Existirán otros dibujos de despiece donde cada una de las piezas vengan acotadas y definidas completamente.

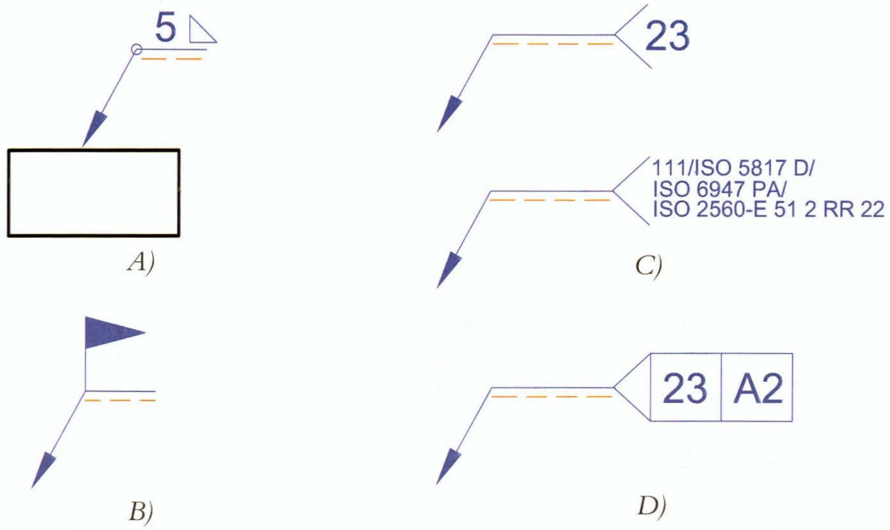


Figura 17.14. Indicaciones complementarias.

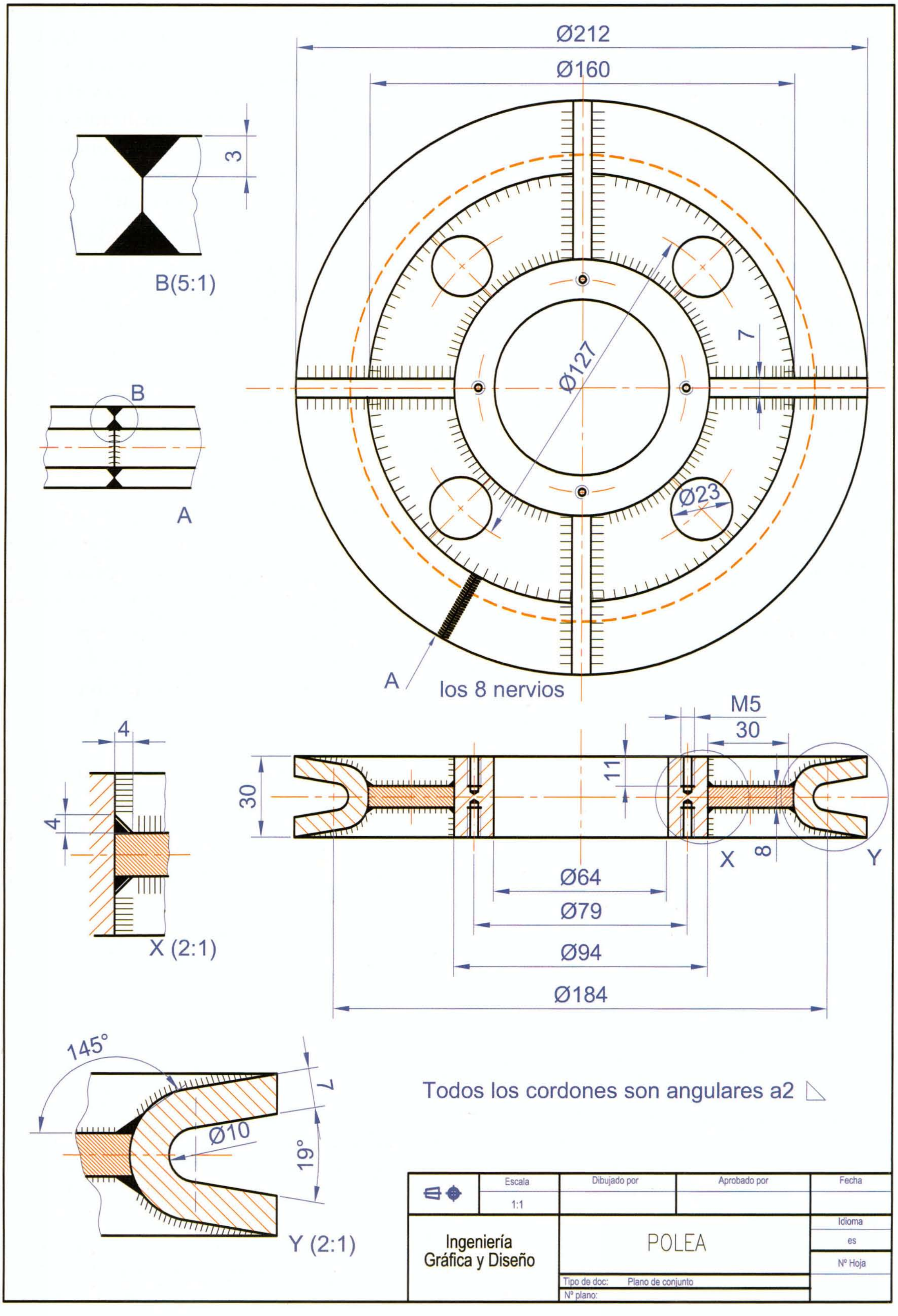


FIGURA 17.15. POLEA SOLDADA. REPRESENTACIÓN GRÁFICA.

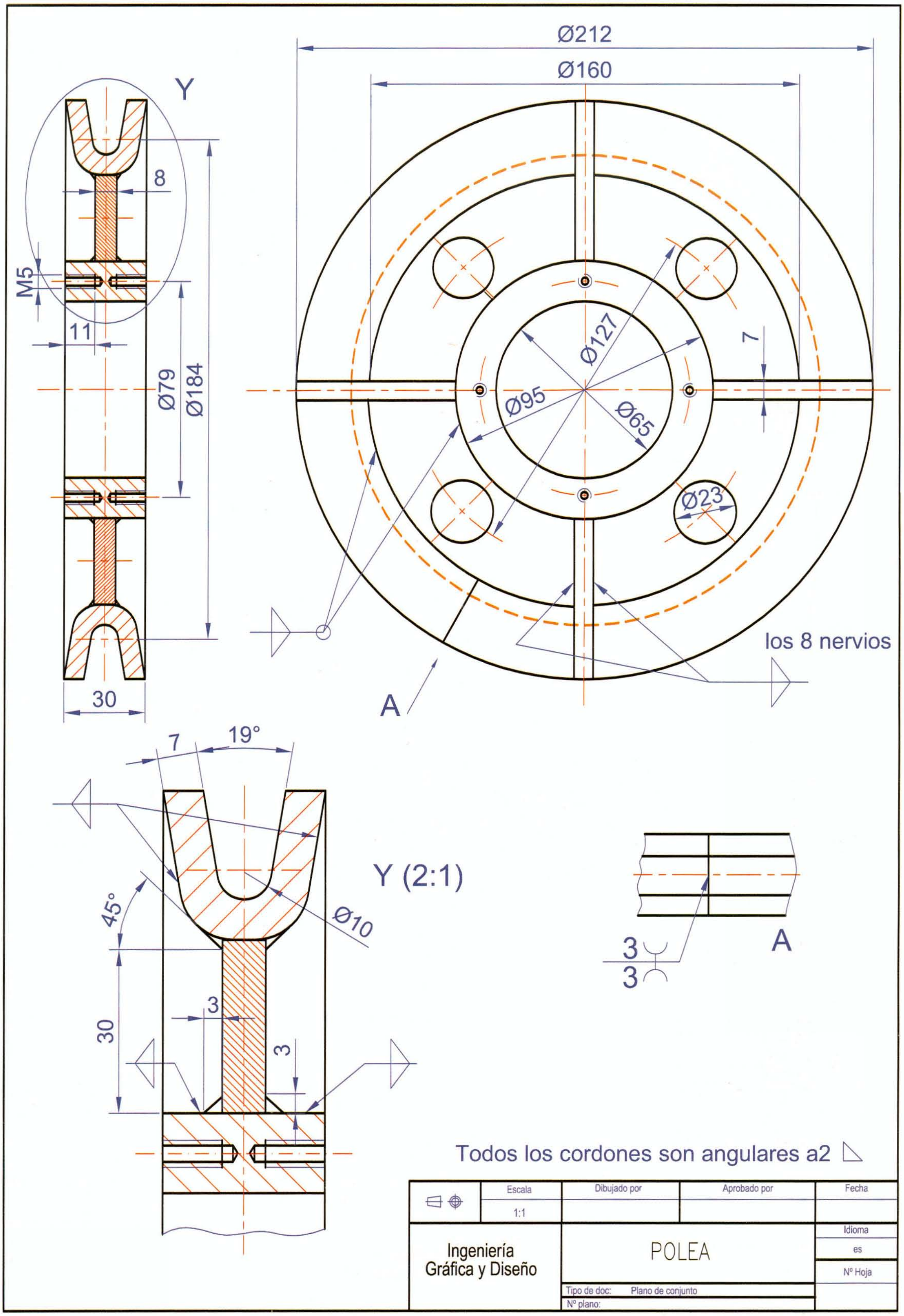


FIGURA 17.16. POLEA SOLDADA DE LA FIGURA 17.15 CON REPRESENTACIÓN SIMBÓLICA DE LA SOLDADURA.

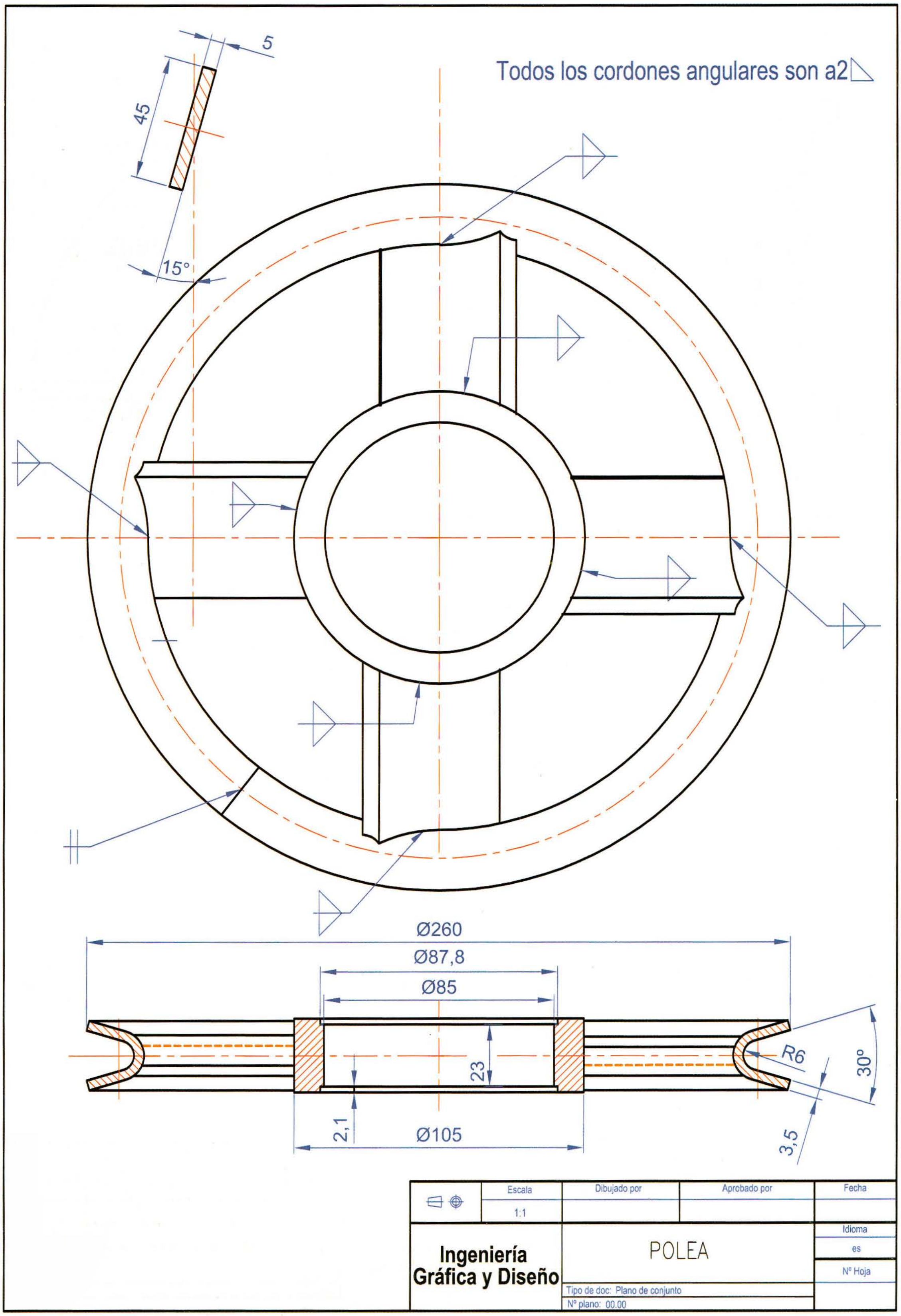
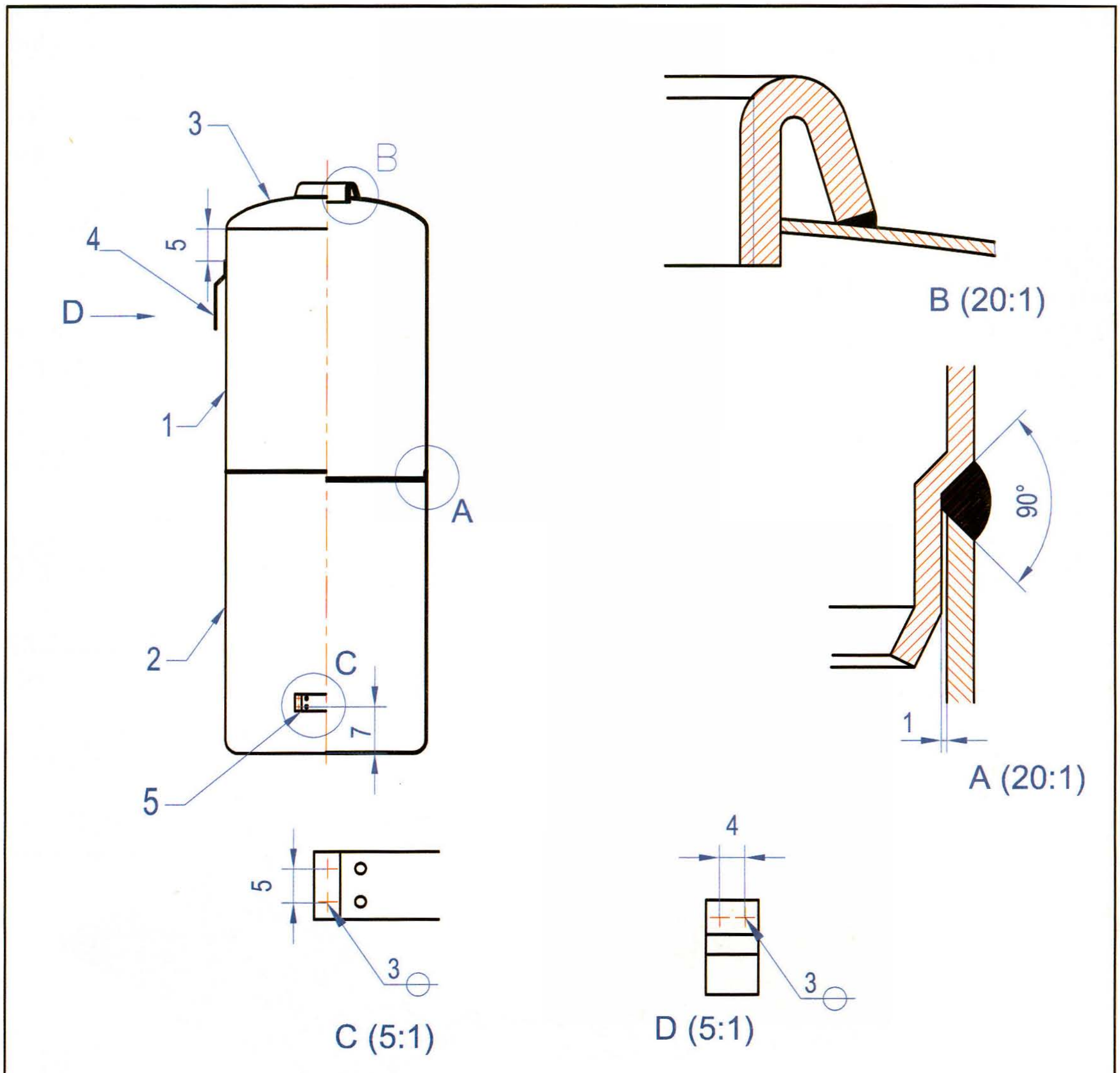


FIGURA 17.17. POLEA SOLDADA.



N PIEZAS	DESIGNACION	MARCA	MATERIAL	Nº DE PLANO
1	SOPORTE PLACA	5	AP-04	4,2
1	SOPORTE PARA COLGAR	4	AP-04	4,1
1	BOQUILLA	3	AP-04	1,3
1	CUERPO INFERIOR	2	AP-04	1,2
1	CUERPO SUPERIOR	1	AP-04	1,1

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

EXTINTOR PORTATIL MODELOS:
X1, X2, X3, X4, X6, X9, X12

Idioma: es

Nº Hoja:

Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano:

FIGURA 17.18. PLANO DE SOLDADURA DE UN CONJUNTO.

17.5. Uniones encoladas o adhesivas

La evolución de los adhesivos o pegamentos permite al diseñador utilizar otros materiales y formas en el diseño de las piezas. Los adhesivos son sustancias aglutinantes capaces de unir piezas por adherencia. Su utilización tiene ventajas frente al remachado y otras formas de unión (figura 17.19):

- No es necesario taladrar la pieza previamente.
- Existen pegamentos con características mecánicas muy buenas.
- Normalmente su aplicación es sencilla.
- Permiten una distribución del esfuerzo uniforme. Evitan la acumulación de tensiones que aparecen en el caso de los remaches.
- Es posible la unión de materiales de diversa naturaleza, como por ejemplo cuero y plástico.
- Son utilizables en condiciones ambientales muy diversas.

Figura 17.19. Los adhesivos tienen un alto poder de sujeción.

Sin embargo, no todo son ventajas, presentando los siguientes inconvenientes:

- Existen adhesivos que requieren cierto tiempo e incluso operaciones adicionales, como calor o luz ultravioleta, para su completo secado, por lo que, en ocasiones, no son apropiados para las grandes producciones en serie.
- La utilización de adhesivos requiere a veces espacios ventilados debido a los vapores que desprenden.
- En contacto con disolventes es posible que sean atacados.

Las uniones de las piezas por medio de elementos adicionales deben estar diseñadas para soportar las fuerzas que actúan sobre las mismas. Estas fuerzas, esfuerzos o cargas, suelen ser (figura 17.20):

- Esfuerzos de tracción: la dirección de la fuerza es perpendicular a la superficie de las piezas.
- Esfuerzos cortantes: la dirección es paralela a las piezas unidas. Éstas tienden a deslizarse entre ellas.

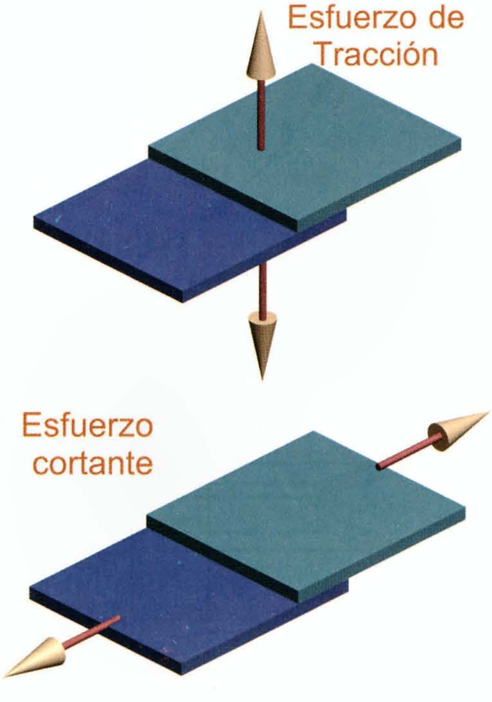


Figura 17.20. Tipos de esfuerzos.

Una unión adhesiva permite un esfuerzo más repartido, mientras que las uniones atornilladas o remachadas ofrecen los esfuerzos más concentrados en el elemento de unión.

Existen diferentes formas de unir piezas utilizando estas uniones encoladas. Éstas se diseñan para que el adhesivo trabaje principalmente bajo esfuerzo cortante. Las juntas solapadas se utilizan en materiales delgados. Para piezas de más espesor se puede utilizar una unión a tope (figura 17.21). También es posible encontrar juntas angulares (figura 17.22). Las tuberías u otros elementos cilíndricos se unen por medio de una unión en T o una junta solapada y deslizante (figura 17.23).

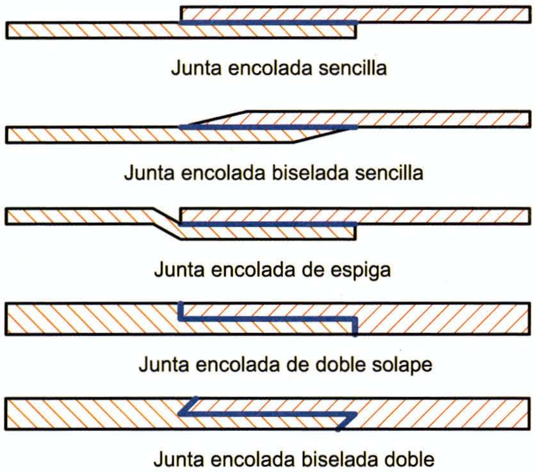


FIGURA 17.21. UNIÓN DE PIEZAS DELGADAS.

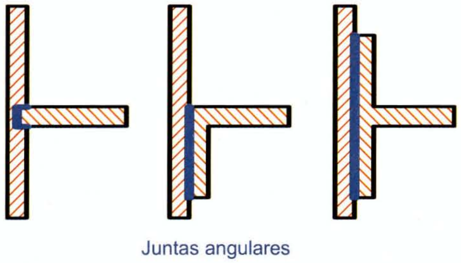


FIGURA 17.22. UNIONES DE PIEZAS ANGULARES.

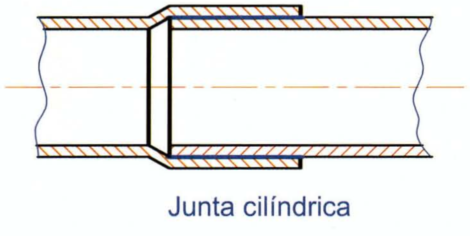


FIGURA 17.23. UNIÓN DE TUBERÍAS.

17.5.1. REPRESENTACIÓN SIMPLIFICADA DE JUNTAS ENCOLADAS, PLEGADAS Y PRENSADAS

Es posible representar de forma simplificada las uniones por medio de adhesivos, plegadas o prensadas (figura 17.24). Para ello se deben dibujar los contornos de las piezas que se van a unir con la zona de unión representada por una línea continua.

El tipo de junta se representa mediante los símbolos incluidos en la figura 17.24, dibujados en línea continua gruesa.

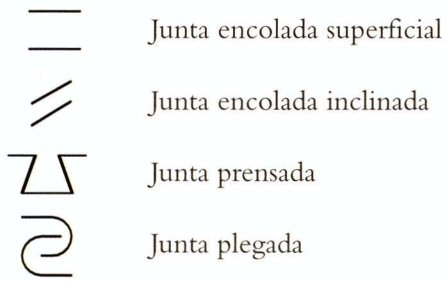


FIGURA 17.24. SÍMBOLOS.

La junta se sitúa utilizando una línea de referencia terminada en una flecha y un tramo recto sobre la que se colocan los símbolos (figuras 17.25A y 17.25C). Puede tener dos líneas a 45° en su zona final, donde se situarán indicaciones o características secundarias (figura 17.25B).

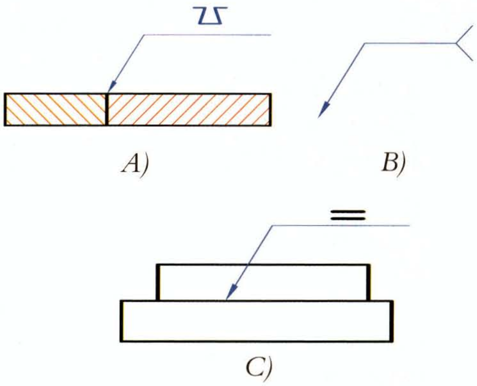


FIGURA 17.25. *A)* INDICACIÓN DE UNA UNIÓN PLEGADA. *B)* INDICACIÓN DE CARACTERÍSTICAS ADICIONALES. *C)* REPRESENTACIÓN DE UNA UNIÓN ENCOLADA SOLAPADA.

Delante del símbolo se dimensiona la junta indicando la longitud *(t)* y la anchura *(W)* separadas por el signo "×". Detrás de símbolo se pude indicar el tipo de material empleado en la unión (figura 17.26).

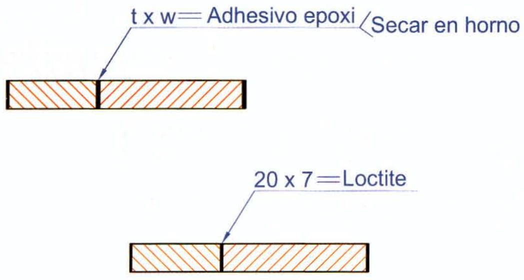


FIGURA 17.26. INDICACIÓN DE UNA UNIÓN ADHESIVA CON CARACTERÍSTICA ADICIONAL.

En el caso de una junta encolada inclinada la flecha debe ser perpendicular a la unión (figura 17.27).

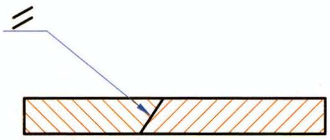


FIGURA 17.27. UNIÓN ENCOLADA INCLINADA.

La extensión de la junta a todo el perímetro se realiza situando un círculo en la intersección de los dos trazos de la línea de referencia (figura 17.28).

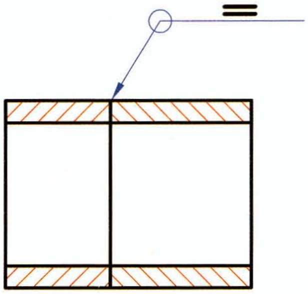


FIGURA 17.28. INDICACIÓN DE LA UNIÓN A TODO EL PERÍMETRO.

También se puede indicar, sobre todo en las uniones adhesivas, la zona donde se aplica el material por medio de líneas de trazo y doble punto (figura 17.29).

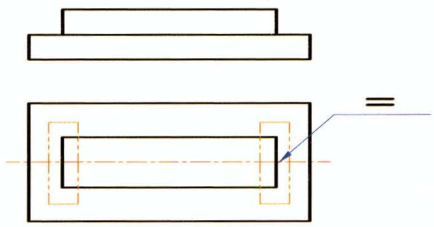


FIGURA 17.29. INDICACIÓN DE LA ZONA DE APLICACIÓN DE UN ADHESIVO.

Si la unión se repite, es posible indicarla de acuerdo con la figura 17.30.

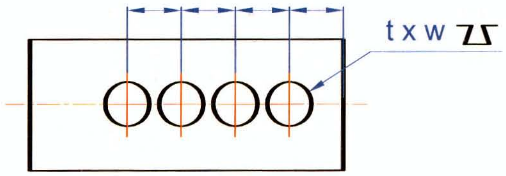


FIGURA 17.30. REPETICIÓN DE UNA UNIÓN PLEGADA.

17.6. NORMATIVA

Norma	Título
UNE-EN 22553: 1994	Uniones soldadas por presión, soldeo fuerte y soldeo blando. Representación simbólica en los planos.
UNE-EN ISO 15785: 2002	Dibujos técnicos. Representación y expresión simbólica de juntas encoladas, plegadas y prensadas.

18

Uniones roscadas. Elementos accesorios, remaches y muelles

Introducción

Se denomina *rosca* al resultado de efectuar una ranura helicoidal sobre un cilindro (o a veces sobre un cono). Normalmente, se dice que un agujero está *terrajado* y que una barra está *roscada*. Al conjunto rosca-cilindro se le llama *tornillo* y al conjunto rosca-agujero se le denomina *tuerca*.

La función más habitual de las uniones roscadas es servir de mecanismo de unión entre varios cuerpos. Por esta razón, existen infinidad de tipos de tornillos y tuercas utilizados para este cometido (figura 18.1).

Sin embargo, una unión roscada también se puede utilizar para otra función: la transformación de movimiento.

FIGURA 18.1. TORNILLOS Y TUERCAS.

El capítulo comienza definiendo las características fundamentales de una rosca y los tipos de rosca que se utilizan en la técnica. Seguidamente se describen las distintas funciones que puede desarrollar una unión roscada: unión de elementos o transformación de movimiento.

Se plantea también la forma en que se representan simplificadamente las roscas en los planos, así como su acotación.

A continuación se describen los distintos tipos de elementos que intervienen en las uniones roscadas: tornillos, tuercas, pernos, espárragos e insertos roscados, así como componentes accesorios a las uniones roscadas que se utilizan fundamentalmente como mecanismos de seguridad para evitar que éstas se aflojen o se desmonten: arandelas, pasadores y distintos sistemas de inmovilización de uniones roscadas.

Seguidamente se presenta otro tipo de uniones denominadas remaches. Su representación es muy similar a la de los tornillos pero su utilización es distinta, ya que éstos se usan para uniones permanentes y, por tanto, no desmontables.

El capítulo concluye con la inclusión de un nuevo elemento denominado muelle o resorte. Se explican sus tipos, su utilización y la forma en que se representa en los planos.

18.1. Características de una rosca. Definiciones

Diámetro nominal (D): se denomina diámetro nominal al diámetro mayor originado por la ranura helicoidal; en un tornillo será el diámetro del vértice del filete, y en una tuerca el diámetro del fondo del filete. Un tornillo que rosca en una tuerca tiene siempre el mismo diámetro nominal que ella. Antes de tallar la rosca, los diámetros originales del eje (*D*1) y del agujero (*D*2) son distintos (figura 18.2).

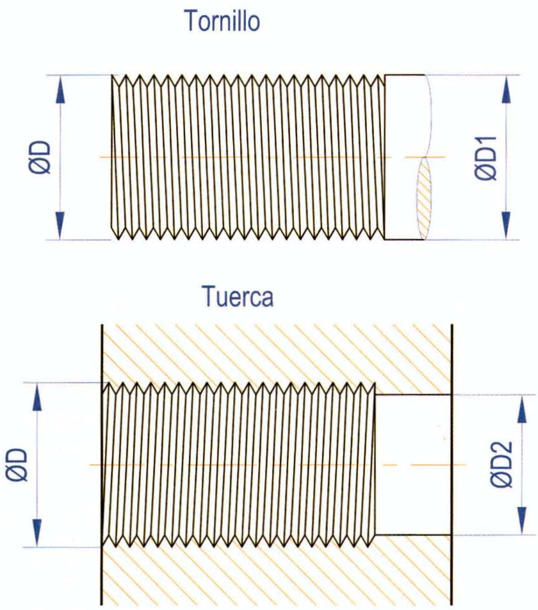


Figura 18.2. Definiciones. Diámetro nominal.

- *Paso (Ph):* es la distancia longitudinal que avanza un tornillo por cada vuelta que gira, o bien, es la distancia entre dos puntos de la hélice situados en la misma generatriz. Para un tipo de rosca determinado, a cada diámetro nominal le corresponde una serie de pasos normalizados, que pueden ser normal o medio (usado en tornillería corriente, figura 18.3B), fino (figura 18.3A; éste último se utiliza excepcionalmente –roscado sobre tubos de paredes delgadas, tuercas de poco grueso, tornillos para aparatos de precisión, etc.), o grueso (figura 18.3C). Normalmente, cuanto más fino es un paso, más estrechas son las tolerancias, y por lo tanto el coste de fabricación es mucho mayor.

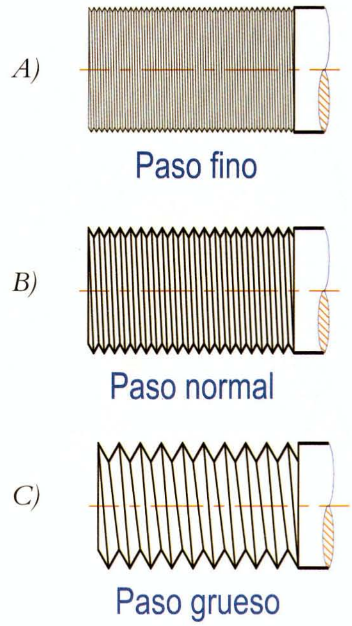


Figura 18.3. Definiciones. Paso.

- *Número de hilos:* si para un diámetro nominal dado se desea tener un paso grande y conservar una sección resistente de tornillo suficiente (núcleo del tornillo), se deben intercalar en el intervalo de un paso varias ranuras helicoidales idénticas desfasadas entre sí un ángulo igual a 360º dividido entre el número de hélices. Para saber el número de hilos que tiene una rosca basta con contar el número de entradas en el extremo de la rosca. La rosca con varias entradas permite conseguir para una vuelta de tornillo un desplazamiento mayor del mismo. En una rosca de varios hilos, el paso *Ph* es el desplazamiento axial del elemento en una revolución completa, y la división *P* es la distancia axial entre dos flancos contiguos (pertenecientes a dos hilos de rosca distintos) de igual dirección. El cociente entre el paso *Ph* y la división *P* coincide con el número de hilos de la rosca. En la figura 18.4 se muestra un tornillo de dos hilos.
- *Sentido de la hélice:* se dice que un tornillo está roscado "a derechas" cuando penetra en su tuerca inmovilizada girando en sentido dextrógiro u horario. Por el contrario, un tornillo está roscado "a izquierdas" cuando penetra en su tuerca inmovilizada girando levógiro o antihorario.

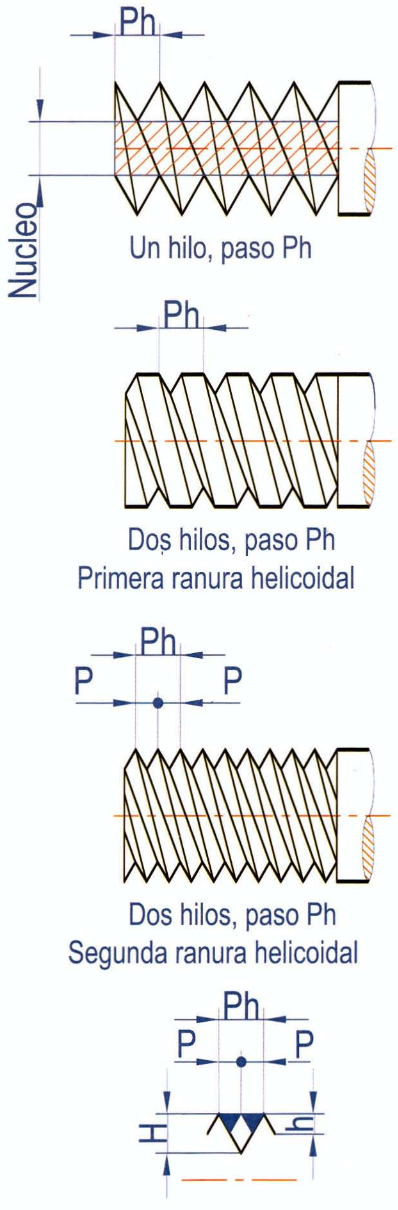


FIGURA 18.4. DEFINICIONES. ROSCAS DE VARIOS HILOS.

Un ejemplo de rosca a derechas y de rosca a izquierdas se presenta en el husillo de los compás-bigotera, donde, girando el husillo en un único sentido se requiere que las dos correderas se desplacen en sentidos contrarios para abrir o cerrar el compás.

- *Perfil de la rosca:* es la sección que se obtiene cortando la rosca por un plano que contiene a la generatriz y al eje del cilindro o del agujero.

18.2. PERFILES DE ROSCA. TIPOS

Dependiendo del uso que se le quiera dar a la rosca, existen distintos tipos de perfiles. El más común y usado es el *perfil métrico ISO.*

18.2.1. ROSCA MÉTRICA ISO

Se usa fundamentalmente en tornillería y para aplicaciones en general de uso común. No se usa con roscas de varios hilos. Las roscas métricas ISO de paso normal se designan anteponiendo la letra *M* al diámetro nominal en milímetros. Por ejemplo, *M* 30 corresponderá a una rosca de diámetro nominal 30 y un paso de 3,5 mm (que es el normalizado para la rosca métrica regular o normal).

Las roscas finas se designan anteponiendo la letra *M* al diámetro nominal, al signo "×" y al paso en milímetros. Por ejemplo, *M* 30 × 1,5 corresponderá a una rosca de diámetro nominal 30 y un paso de 1,5 mm.

La figura 18.5 presenta la forma de la rosca métrica ISO.

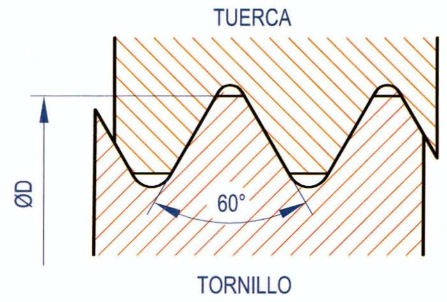


FIGURA 18.5. CARACTERÍSTICAS DEL PERFIL MÉTRICO ISO.

18.2.2. ROSCA WHITWORTH

Se usa frecuentemente en instalaciones hidráulicas, conducciones y fontanería. La rosca Whitworth se designa anteponiendo la letra *W* al diámetro nominal en pulgadas. Por ejemplo, *W* 5" $^{1}/_{4}$ corresponderá a una rosca de diámetro nominal 5" $^{1}/_{4}$ y un paso de $^{25}/_{8}$ hilos por pulgada (que es el normalizado para la rosca Whitworth regular o normal).

La figura 18.6 muestra la rosca Whitworth.

Un caso especial de rosca Whitworth lo constituye la *rosca de tubo* Whitworth. Este tipo de rosca es muy utilizada en recipientes a presión, tubos y empalmes. Se emplean dos variedades:

- Rosca cilíndrica interior y rosca cilíndrica exterior.
- Rosca cilíndrica interior y rosca cónica exterior.

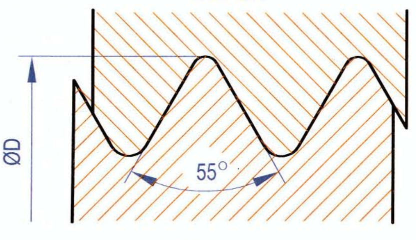


FIGURA 18.6. CARACTERÍSTICAS DEL PERFIL DE ROSCA WHITWORTH.

La rosca cilíndrica interior y rosca cilíndrica exterior se usa para tubos roscados y accesorios con uniones roscadas sin junta entre los elementos roscados. También se denomina *Rosca Gas.* Se designa mediante la letra *R*, seguida del diámetro nominal en pulgadas, por ejemplo *R 1* $^{1}/_{8}$.

El segundo tipo de rosca (tornillo con rosca cónica) se usa en las válvulas de recipientes a presión, donde es necesario garantizar la estanqueidad de la unión roscada.

18.2.3. ROSCA TRAPEZOIDAL

La rosca trapezoidal se emplea en roscas utilizadas como elementos transformadores de giro en desplazamiento o viceversa, como por ejemplo en husillos. Puede tener varios hilos. En la figura 18.7 se muestra la forma de la rosca.

Este tipo de rosca se designa mediante el símbolo *Tr* seguido del diámetro nominal. Para roscas de un hilo (o de entrada de un solo paso) se coloca después el signo "×" y el paso del perfil. Por ejemplo: *Tr* 40 × 3 sería una rosca trapezoidal de un hilo de diámetro nominal 40 y paso 3.

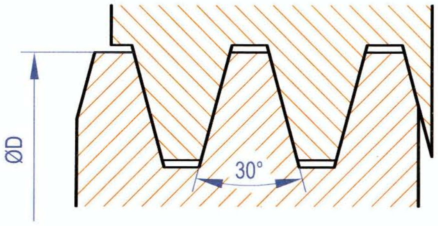


FIGURA 18.7. ROSCA TRAPEZOIDAL.

Para roscas trapezoidales de varios hilos, a continuación del símbolo *Tr* y el diámetro nominal se coloca el paso *Ph* de la rosca de varios hilos medido en milímetros, la letra *P* y la división en milímetros. Por ejemplo: *Tr* 40 × 14 *P* 7 sería la designación para una rosca trapezoidal de diámetro nominal 40, paso 14 y división 7 (recuérdese que el cociente entre el paso de la rosca y la división es el número de hilos de la rosca, 2 en este caso).

18.2.4. ROSCA REDONDA

El perfil de rosca redondo (figura 18.8) reduce en gran medida la acumulación de tensiones mecánicas, y es muy resistente a esfuerzos importantes y también a los golpes. Sin embargo, su utilización es escasa, ya que su fabricación es compleja. El perfil se obtiene partiendo de la rosca trapezoidal redondeando el fondo y la cresta con dos arcos de circunferencia. Se usa también para roscas construidas sobre chapa embutida, como por ejemplo en roscas para bombillas.

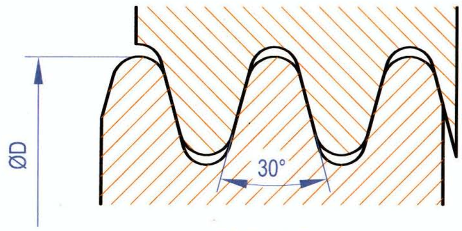


FIGURA 18.8. PERFIL DE ROSCA REDONDA.

La rosca se designa mediante el símbolo *Rd* seguido del diámetro nominal, el signo "×" y el paso. Por ejemplo, *Rd* 16 × 3.

18.2.5. Rosca en dientes de sierra

El perfil asimétrico o "en dientes de sierra" (figura 18.9) se utiliza cuando el componente radial del esfuerzo puede despreciarse y los esfuerzos axiales son relativamente importantes en el sentido del flanco más vertical. Se utilizan en pinzas de torno. Se designa mediante la letra *S* seguida del diámetro nominal, el signo "×" y el paso. Por ejemplo, *S* 36 × 3.

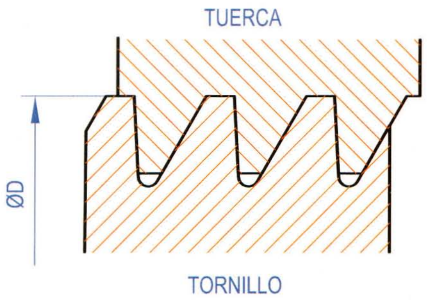


Figura 18.9. Perfil de rosca en dientes de sierra.

18.2.6. Designación de las roscas

Las roscas se designan según se ha indicado anteriormente en cada uno de los casos; es decir, la designación de la rosca necesita:

- La abreviatura del tipo de rosca (p. ej., M, Tr, Rd, etc.).
- El diámetro nominal (p. ej., 20, 5, etc.).

Además, si es necesario:

- El paso de hélice, en milímetros (p. ej., *Tr* 40 × 7).
- La división, en milímetros (p. ej., *Tr* 40 × 14 *P*7).
- El sentido de la hélice. Generalmente no es necesario especificar el sentido de rosca a derechas. Sin embargo, los roscados a izquierdas deben especificarse añadiendo la abreviatura *LH* a la designación de la rosca (p. ej., *M*20 × 2 – *LH*). Si es necesario especificar el roscado a derechas, se hace mediante la abreviatura *RH* a continuación de la designación de la rosca.
- Indicaciones complementarias, como la clase de tolerancia, de conformidad con la norma internacional correspondiente (p. ej., *M*20 × 2 – 6*G*/6*H* – *LH*).

18.3. Funciones de las uniones roscadas

Las uniones roscadas permiten:

- *Unir elementos* y, por lo tanto, crear piezas más complejas, desempeñando entonces la unión roscada una función de fijación o sujeción de elementos. Estas piezas pueden posteriormente ser desmontadas con las herramientas adecuadas. La utilización de tornillos y tuercas es muy frecuente en este caso (figura 18.10).

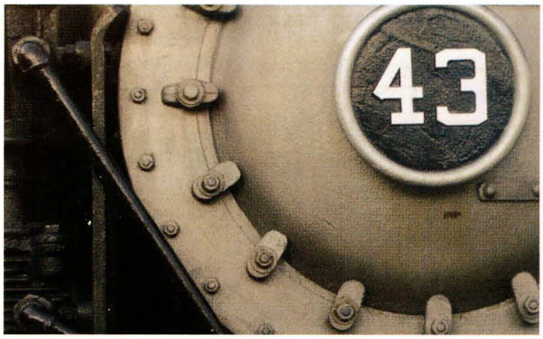


Figura 18.10. Unión de piezas por medio de tornillos.

- *Transformar un movimiento* de rotación en traslación y viceversa. Esta propiedad es utilizada en un gran número de mecanismos, como mordazas, grifos, sacacorchos, etcétera.

La existencia de una hélice en el tornillo y en la tuerca permite la posibilidad de traslación sincronizada con una rotación. Cada vez que se gira la hélice, avanza sobre el eje. Cuanto más inclinada sea la hélice más rápido será este avance axial. Si se observa la figura 18.11 la hélice de paso *P*1 avanza más rápido que la hélice de paso *P*2. De igual forma ocurre en los tornillos: a mayor paso, más avance. Normalmente se emplean perfiles de rosca trapezoidales en las uniones tornillo con tuerca que se utilizan para transformar el movimiento.

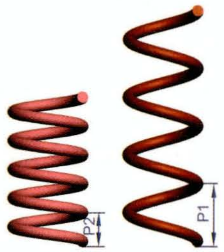


FIGURA 18.11. HÉLICES CON DIFERENTES PASOS.

Cuando una tuerca gira a lo largo de un tornillo, ésta se desplaza gracias a la hélice que comparten. Este movimiento acoplado de giro y desplazamiento entre los dos elementos (tuerca y tornillo) se puede producir de dos maneras. Uno de los dos elementos gira y se desplaza simultáneamente sobre el otro, o bien, si un elemento sólo gira, el otro sólo se desplaza (o viceversa, si un elemento se desplaza, el otro sólo gira). Esta propiedad se utiliza para convertir giro en desplazamiento o desplazamiento en giro a través de un acoplamiento con unión roscada. Es importante notar que para impedir el giro es frecuente la utilización de caras planas o ranurados en piezas contiguas y/o en las formas exteriores de las piezas que funcionan como tornillos y tuercas.

Se debe hacer notar que en la transformación del movimiento se denomina *tornillo* o *husillo* a la pieza que es macho, y por lo tanto la hélice de la rosca es exterior, y la pieza será *tuerca* en el caso contrario.

Estudiando las distintas opciones de funcionamiento de los tornillos y las tuercas se obtienen los diferentes casos que quedan ilustrados en las figuras 18.12, 18.13, 18.14 y 18.15.

Caso 1	Tornillo	Tuerca	Resultado
Gira	No	Sí	La tuerca avanza y gira. Es típico de los ensamblajes con pernos.
Desplaza	No	Sí	

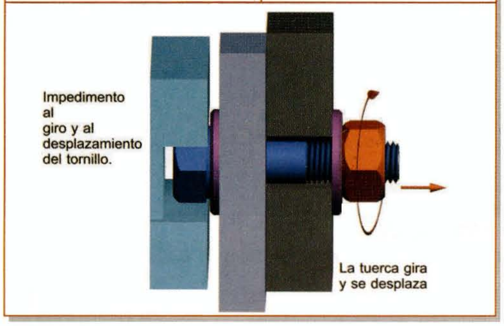


FIGURA 18.12. CASO 1.

Caso 2	Tornillo	Tuerca	Resultado
Gira	Sí	No	El tornillo avanza y gira. Es típico de los ensamblajes con tornillos.
Desplaza	Sí	No	

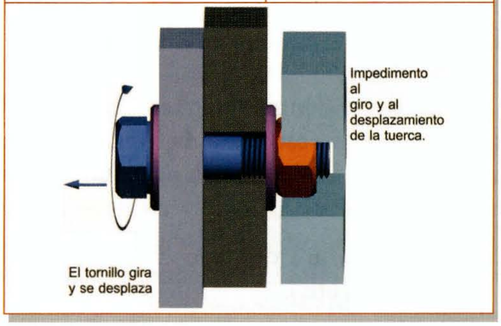


FIGURA 18.13. CASO 2.

Caso 3	Tornillo	Tuerca	Resultado
Gira	No	Sí	El tornillo se desplaza en un sentido u otro según se gire la tuerca. La tuerca no puede desplazarse al estar encajada.
Desplaza	Sí	No	

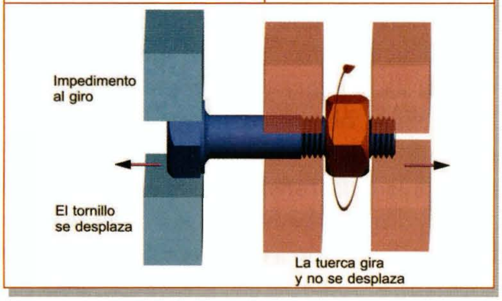


FIGURA 18.14. CASO 3.

Caso 4	Tornillo	Tuerca	Resultado
Gira	Sí	No	El tornillo, al girar, provoca que la tuerca se desplace, ya que tiene impedido el giro.
Desplaza	No	Sí	

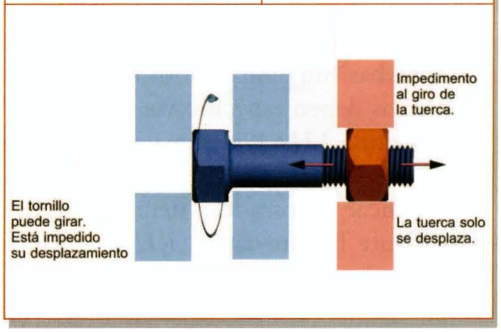


FIGURA 18.15. CASO 4.

18.4. Representación convencional y acotación de las roscas

Las roscas se pueden representar de forma realista, pero es un trabajo laborioso y su práctica está desaconsejada, reservándola únicamente para representaciones pictóricas o catálogos. El método recomendado es independiente del tipo de rosca utilizado. El tipo de rosca y sus medidas deben especificarse con la ayuda de las designaciones contenidas en las normas apropiadas que tratan sobre las roscas.

Para las roscas vistas, las crestas de los filetes están limitadas mediante una línea llena gruesa. El fondo de los filetes se limita mediante una línea llena fina (figuras 18.16 y 18.17A). Se recomienda que, en la medida de lo posible, la distancia del trazo grueso al trazo fino sea igual a la altura de los filetes; en caso de que esto no sea posible, no debe ser inferior al mayor de los dos valores siguientes: dos veces el grosor del trazo grueso o 0,7 mm.

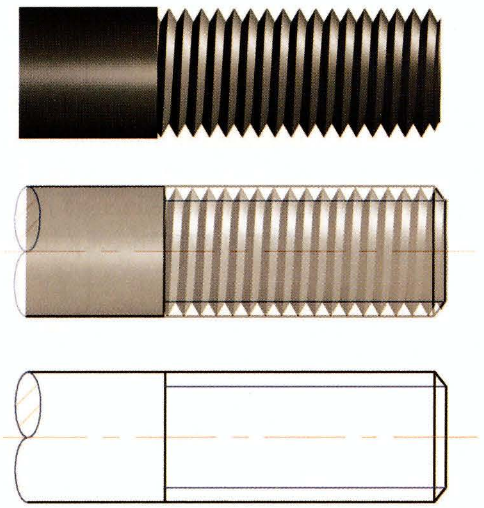


Figura 18.16. Representación normalizada de las roscas.

Para las roscas ocultas, las crestas de los filetes y el fondo de los mismos se limitan por líneas de trazos (figuras 18.17C y 18.17D). Para las piezas roscadas representadas en corte, el rayado se prolonga hasta la línea de las crestas de los filetes (figuras 18.17B, 18.17C y 18.17D).

En la vista, según su eje, de una rosca vista, el fondo de los filetes se representa mediante una circunferencia incompleta, ligeramente mayor a las tres cuartas partes de la misma, trazada con línea llena fina (figuras 18.17A, 18.17B y 18.17C).

En la vista, según su eje, de una rosca oculta, el fondo de los filetes se representa mediante una circunferencia incompleta, aproximadamente igual a las tres cuartas partes de la misma, trazada con una línea de trazos (figura 18.17D).

El límite de la rosca útil se indica mediante una línea gruesa o de trazos, según sea vista u oculta. Esta línea se dibuja hasta el diámetro exterior del roscado (figuras 18.17A, 18.17C y 18.17D).

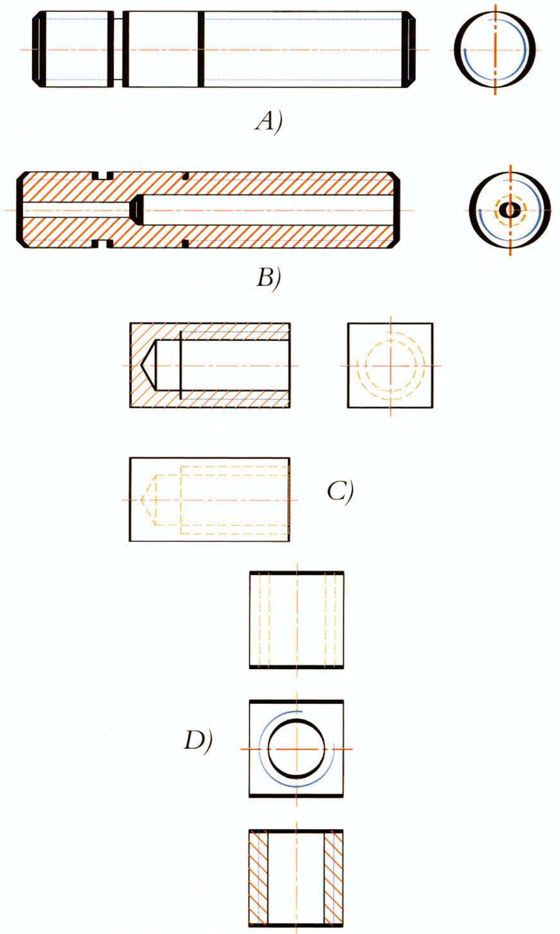


Figura 18.17. Representación convencional de las roscas.

Los filetes incompletos o las salidas de rosca no se representan (figura 18.17), aunque deben aparecer cuando exista una necesidad funcional para ello (figura 18.18).

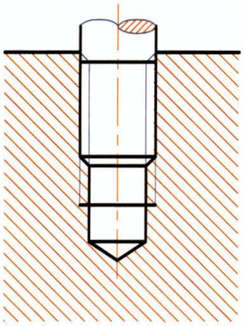


FIGURA 18.18. REPRESENTACIÓN DE SALIDAS DE ROSCA.

Para las uniones de piezas roscadas, se aplican los convenios indicados anteriormente. Además, deberá tenerse en cuenta que las roscas exteriores deben ocultar a las interiores y no al revés (figura 18.19).

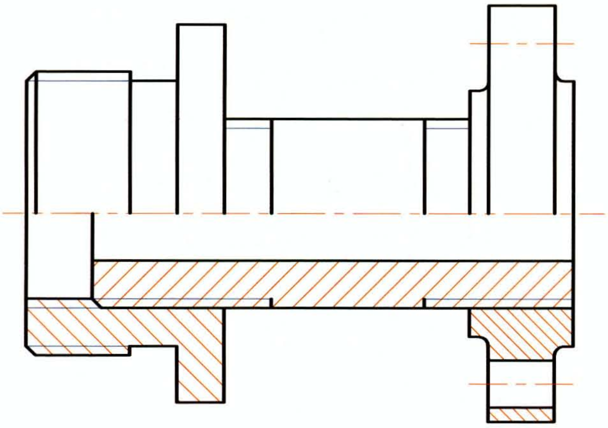


FIGURA 18.19. REPRESENTACIÓN DE PIEZAS ROSCADAS.

Las roscas se deben acotar siempre con una cota que corresponde al diámetro nominal de la rosca, y con una cifra de cota que corresponde a la designación completa de la rosca. Recuérdese que el diámetro nominal de la rosca corresponde a la cresta de la rosca en el roscado exterior de tornillos, o al fondo de la rosca en el roscado interior de tuercas (figuras 18.20A, 18.20B y 18.20C).

La cota de la longitud de roscado se refiere normalmente a la longitud útil de roscado (figura 18.20D), a menos que la salida de rosca sea funcionalmente necesaria, como en el caso de los espárragos (figura 18.20E), y está por lo tanto específicamente dibujada.

Las salidas de herramienta y los extremos bombeados o chaflanados de los tornillos se consideran incluidos en la longitud roscada útil del tornillo (figura 18.20F).

En taladros ciegos, se debe acotar siempre la longitud roscada, que es funcional. La longitud del taladro ciego puede omitirse cuando no sea importante. La necesidad de acotar la profundidad del taladro ciego depende principalmente de la misma pieza (es decir, si es funcional la profundidad del taladro ciego) y del útil empleado para hacer el roscado. Cuando la profundidad del taladro ciego no se especifica, ésta debe ser igual a 1,25 veces la longitud roscada (figura 18.20G).

Cuando la salida de rosca coincide con el final del taladro ciego, no se acota tampoco la longitud del taladro ciego (figura 18.20H).

La rosca y longitud roscada, junto con el diámetro del taladro ciego y su profundidad, pueden indicarse mediante una línea de referencia, tal y como se muestra en la figura 18.20I.

La representación y/o acotación de roscas se pueden simplificar si el diámetro de la rosca es menor o igual a 6 mm o si hay un grupo regular de agujeros o de roscas del mismo tipo y de la misma dimensión.

La designación debe incluir todas las características necesarias indicadas normalmente en la representación convencional y/o acotación. Debe indicarse sobre una línea de referencia dirigida hacia el eje del agujero (figuras 18.20J y 18.20K).

18.5. TORNILLOS

Un tornillo es un elemento roscado macho. Puede desempeñar dos funciones: transformar un movimiento lineal en circular o viceversa, y actuar como elemento de unión entre varios elementos. Cuando desempeña la función de elemento transformador de movimiento se le llama también husillo.

Los husillos como tales no están normalizados totalmente como lo están los tornillos. Únicamente tienen normalizado el perfil de rosca utilizado. Generalmente se emplea el perfil de rosca trapezoidal.

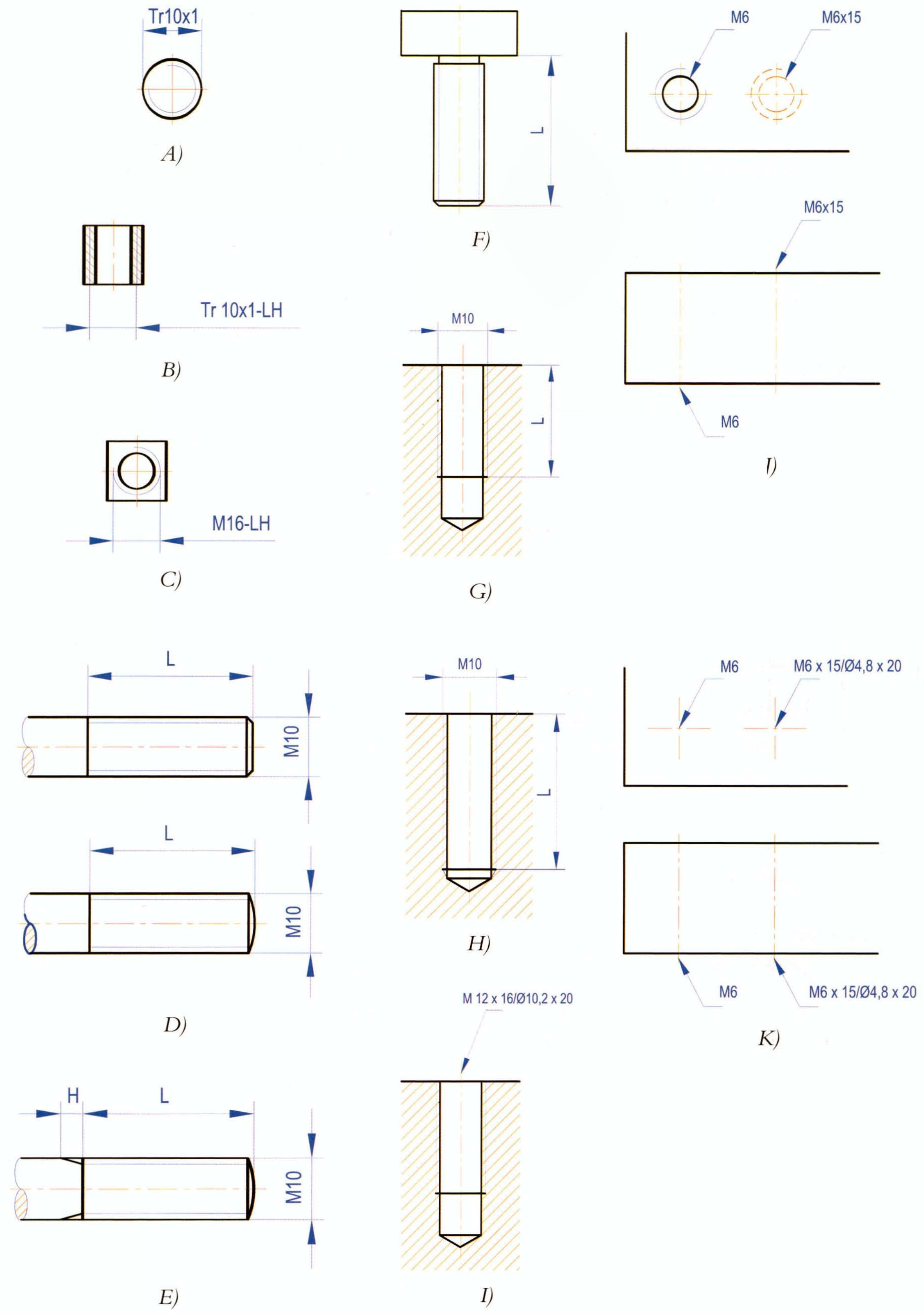


FIGURA 18.20. ACOTACIÓN DE ROSCAS.

Cuando desempeña la función de fijación, el tornillo tiene en general dos partes: la cabeza y la espiga. La cabeza tiene, según se verá posteriormente, formas variadas según cual vaya a ser la herramienta que se utilice para su montaje. La espiga es el elemento cilíndrico. Puede estar total o parcialmente roscado. El extremo libre del tornillo, según la función que vaya a desempeñar, tiene también formas variadas.

Cuando el tornillo desempeña la función de elemento de montaje, normalmente se utilizan perfiles de rosca métrica o Whitworth.

Los tornillos como elemento de unión se utilizan para sujetar varias piezas por medio de la rosca, que presiona a las piezas unas sobre otras. En este caso, el tornillo puede desempeñar varias funciones (figura 18.21):

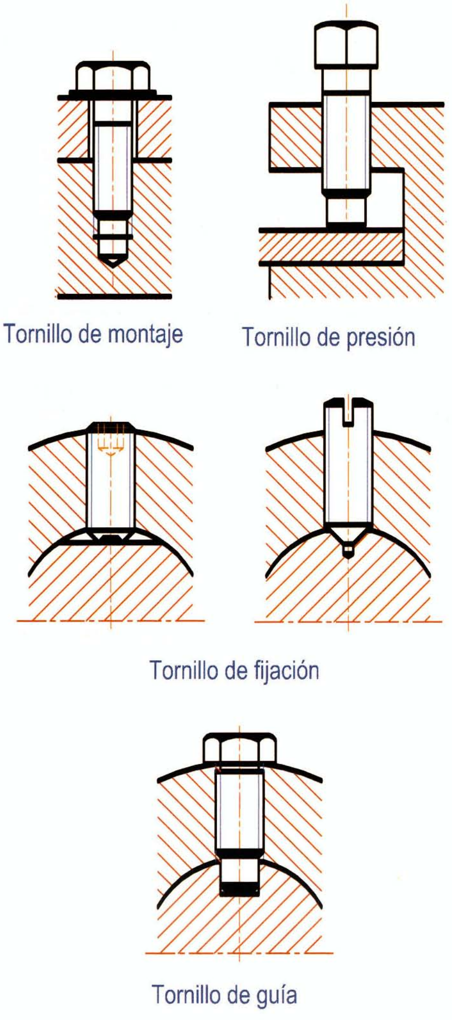


Figura 18.21. Tipos de tornillos según su función.

- *Tornillo de montaje:* cuando la cabeza del tornillo ejerce la presión que garantiza la unión.
- *Tornillo de presión:* cuando la fuerza que garantiza la unión la realiza el extremo de la espiga, empujando y presionando a la pieza.
- *Tornillo de fijación:* el tornillo de fijación, también llamado *prisionero,* realiza la unión interponiéndose entre dos elementos e impidiendo el movimiento relativo entre ambos.
- *Tornillo de guía:* se utiliza la forma especial del extremo de su espiga para permitir un movimiento relativo entre los dos cuerpos que une (rotación o traslación) e impedir el otro (traslación o rotación, respectivamente).

18.5.1. Tornillos metálicos

Los tornillos de este tipo presentan distintos tipos de cabezas y también distintos tipos de espigas.

El apriete más firme lo ofrecen las cabezas hexagonal y cuadrada, siendo la primera de ellas la más utilizada. Si se desea que la cabeza quede oculta sobre la superficie de la pieza, alojándose en un taladro, se debe recurrir a las cabezas cilíndricas con orificio hexagonal, que permiten mecanizar fácilmente su alojamiento en un agujero de poco diámetro. Los tornillos con hueco hexagonal en la cabeza reciben también el nombre de tornillos Allen. Las cabezas con ranura se utilizan menos, ya que el apriete que se puede ejercer es menor. Las cabezas avelladas o cónicas facilitan el centraje entre las piezas.

Los extremos de tornillo sin bombear, bombeados y con chaflán se emplean generalmente en tornillos de montaje. Los extremos de espiga, chaflán afilado y en punta, con todas sus variantes, se usan en tornillos con funciones de tornillos de presión, de guía o prisioneros.

Por último, el extremo "para raspar" permite el autoterrajado del orificio sin roscar cuando se realiza el montaje del tornillo (figura 18.22).

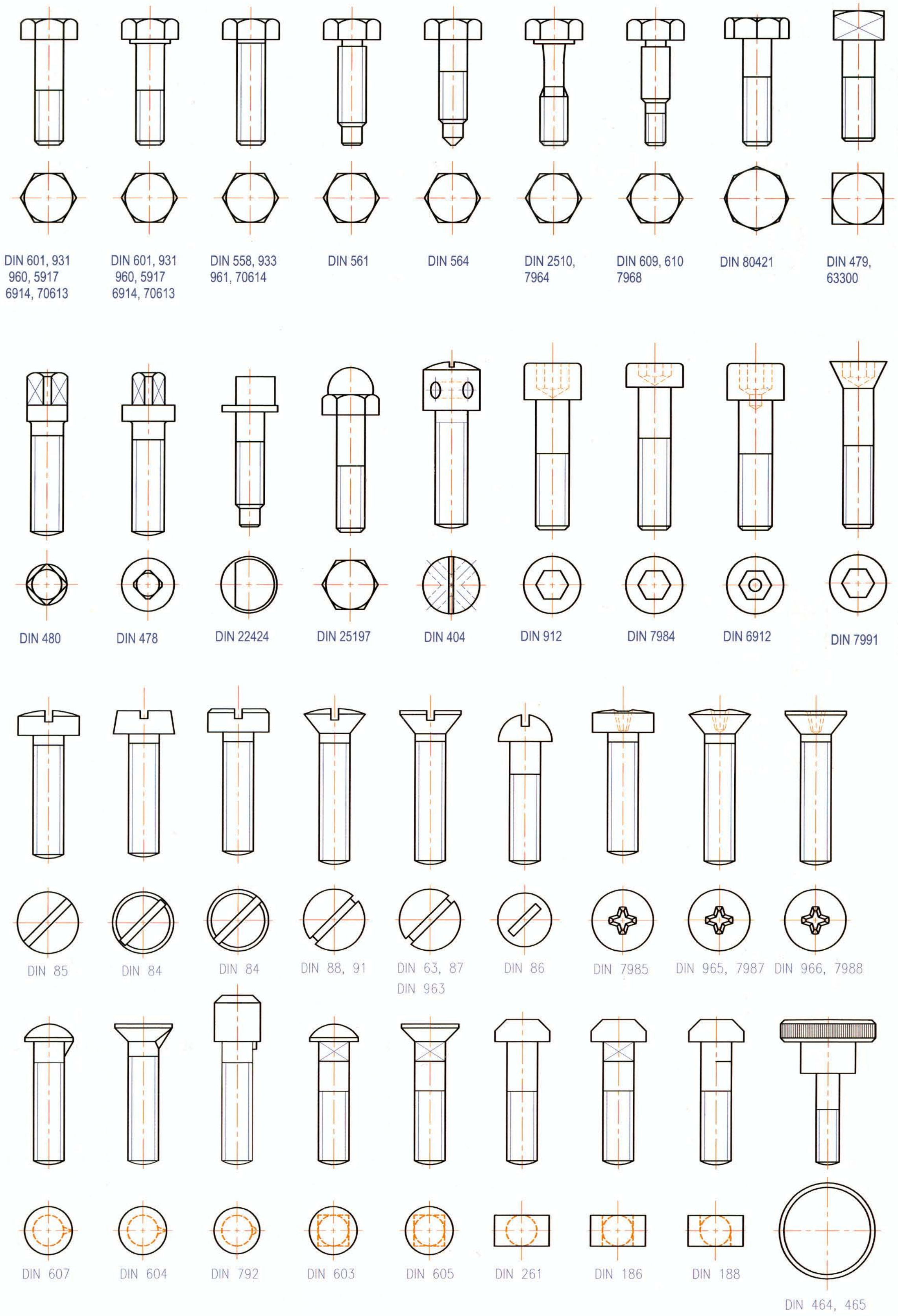


Figura 18.22. Tipos de tornillos metálicos.

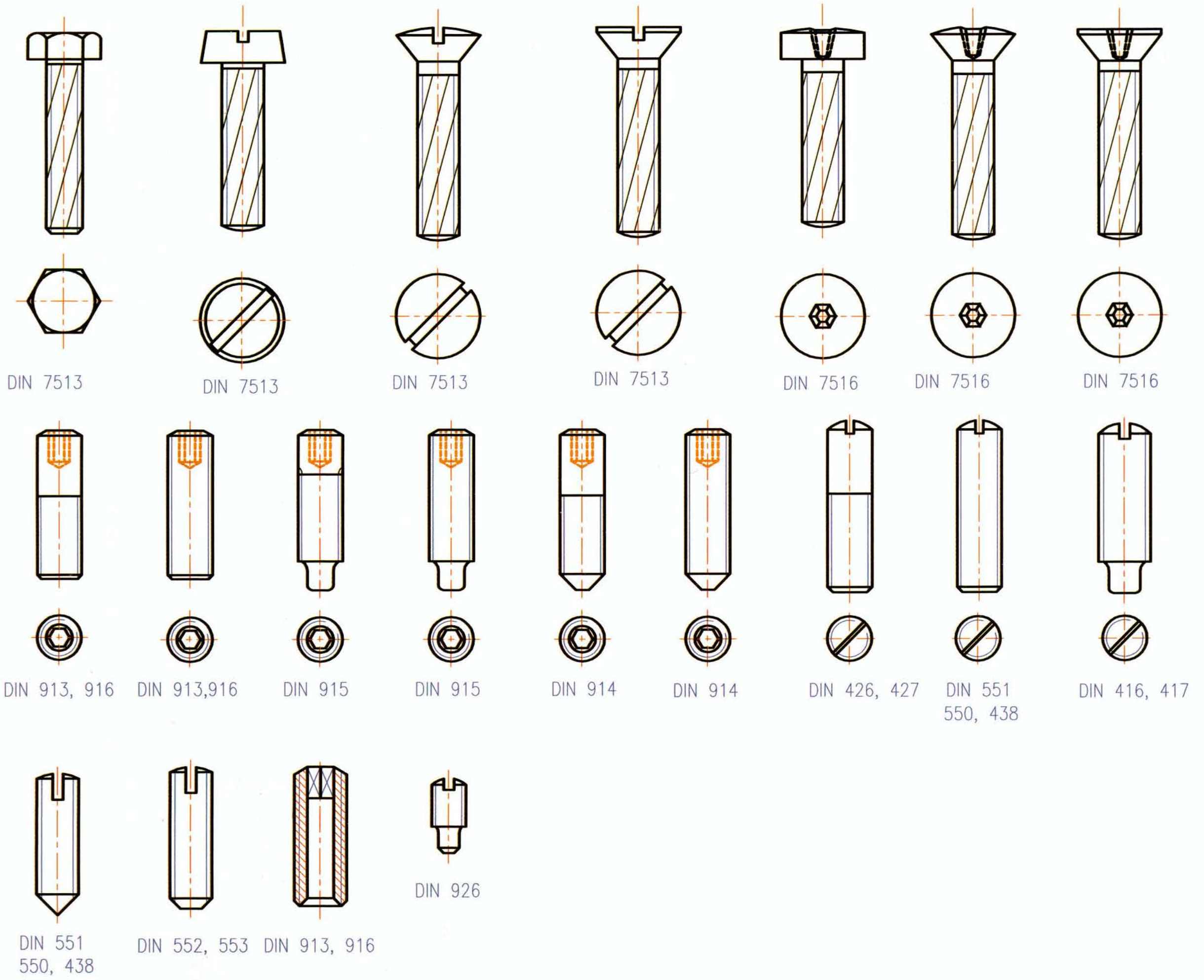


Figura 18.22. (Cont.) Tipos de tornillos metálicos.

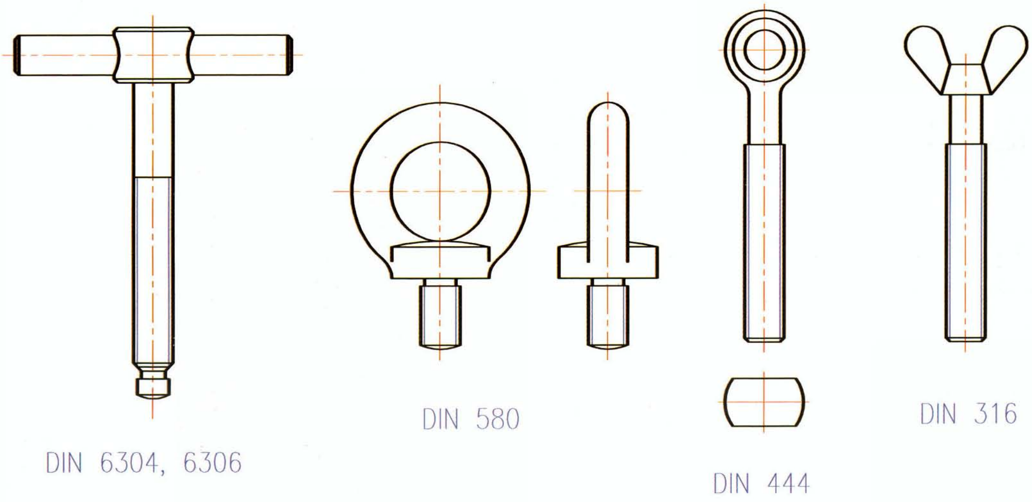


Figura 18.23. Tornillos especiales.

Las combinaciones de los distintos tipos de cabezas y de extremos permiten una infinidad de tipos de tornillo. La mayoría de estas combinaciones están normalizadas, y existe para cada tipo de tornillo específico una norma que define sus series de dimensiones normalizadas. Las normas DIN son las más completas y las que ofrecen una gama más amplia de tornillos normalizados.

18.5.2. Tornillos para chapa y autoterrajantes

Este tipo de tornillos (figura 18.24) pueden tener dos tipos de punta dependiendo de su aplicación (forma A para extremo plano y forma B para extremo en punta).

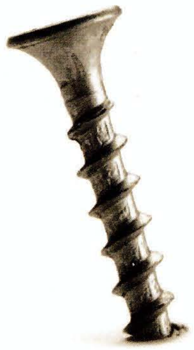


Figura 18.24. Tornillo autoterrajante.

Para superficies metálicas de poco espesor (normalmente menor de 1,5 mm), se aplican los de punta cónica. Para chapas más gruesas, más blandas y materiales plásticos, se utiliza el tornillo de extremo plano. Pueden tener varios tipos de cabezas. También pueden emplearse los tornillos de punta cónica con un clip de sujeción en el extremo (figura 18.25).

18.5.3. Tornillos para madera

Los tornillos para madera o tirafondos (figura 18.26) se fabrican en acero dulce o en latón y van recubiertos de un baño metálico de zinc, cadmio, níquel, etc. El tipo más frecuente es el de cabeza avellanada, aunque también los hay de forma redondeada.

Para su colocación hay que realizar un taladro pasante ($d_1 > d$) previo en las piezas que se van a unir y otro taladro ($d_2 < d$) en la pieza donde se atornillará (figura 18.27).

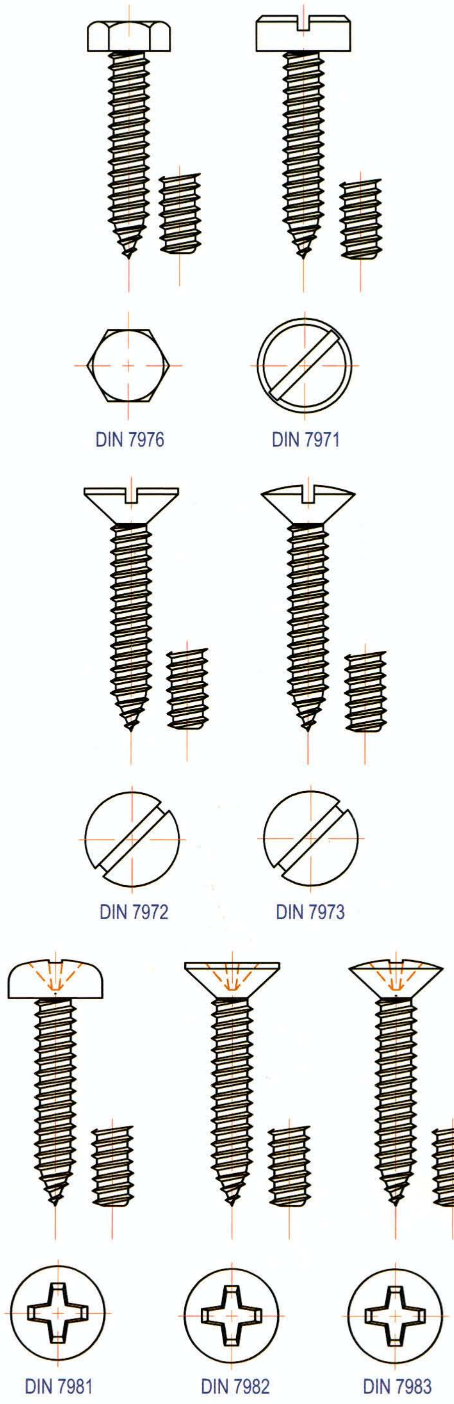


Figura 18.25. Tornillos para chapa y autoterrajantes.

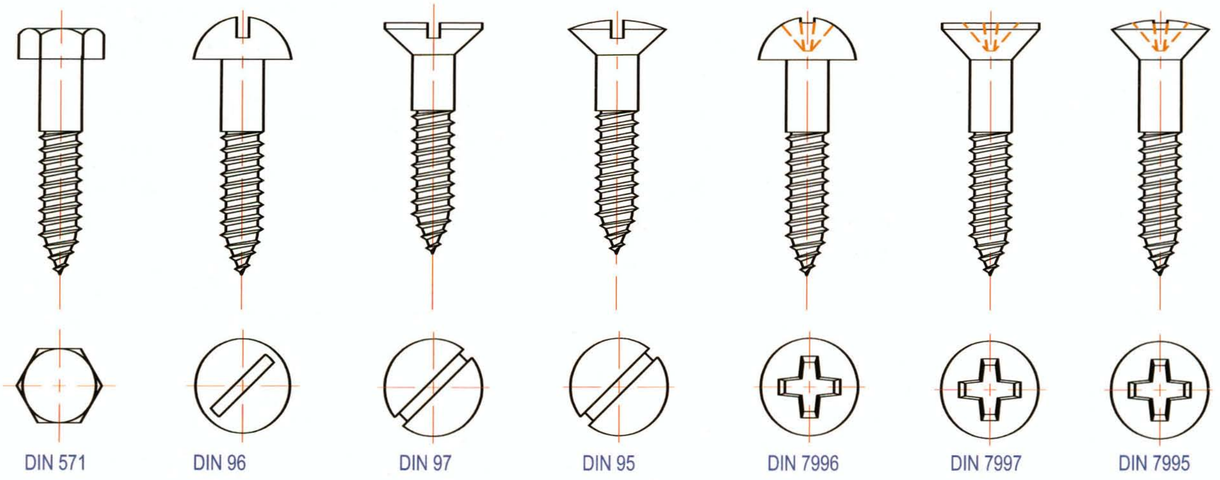


FIGURA 18.26. TORNILLOS PARA MADERA.

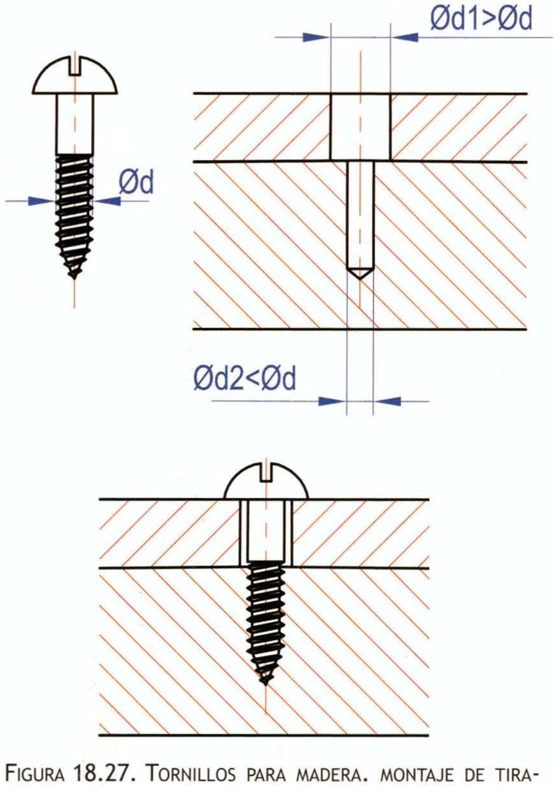


FIGURA 18.27. TORNILLOS PARA MADERA. MONTAJE DE TIRAFONDOS.

18.5.4. ACOTACIÓN LONGITUDINAL DE TORNILLOS Y ESPÁRRAGOS

Existe un método unificado para definir las dimensiones longitudinales de los tornillos y espárragos, ya que éstos son elementos normalizados para los que no es necesario realizar un plano de despiece. Las cotas que aparecen en la figura 18.28 son las que se utilizan para construir el tornillo cuando es necesario, y son, asimismo, las que se definen en la norma correspondiente de cada tipo de tornillo y las que intervienen en su designación.

De esta forma, el sentido que tienen es el siguiente:

- Para tornillos de cabeza prismática (hexagonal, cuadrada, etc.), la longitud *l* representada y que se utiliza para la designación es la longitud total de la espiga del elemento, sin considerar la cabeza del tornillo.
- Para tornillos de cabeza avellanada, la longitud *l* es la longitud total del tornillo, incluyendo la cabeza.
- Para tornillos con extremos en punta o con espiga, la longitud roscada *b* incluye la longitud *c* del extremo en punta o de la espiga.
- Para espárragos, la longitud *l* corresponde a la longitud resultante después de roscar el extremo biselado.

De esta forma se establece cuáles son las series de longitudes nominales *l* normalizadas para tornillos y espárragos. Asimismo, contiene las fórmulas para determinar la longitud rosca-

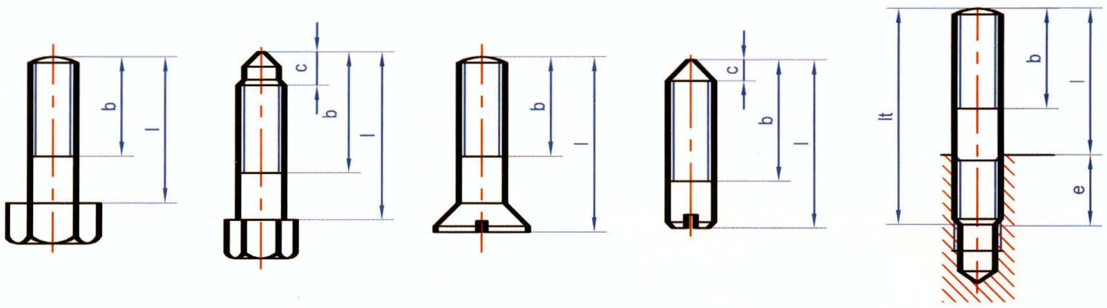


FIGURA 18.28. DIMENSIONES LONGITUDINALES DE TORNILLOS Y ESPÁRRAGOS.

da *b*, en función del diámetro nominal *d* y la longitud nominal *l*. En la tabla 18.1 se muestran las longitudes nominales y las fórmulas para obtener las longitudes roscadas.

18.5.5. DESIGNACIÓN DE LOS TORNILLOS

Los tornillos requieren la designación completa de la rosca, seguida del símbolo "×", de la longitud total (véase apartado 18.2.6), de la clase de calidad y de la norma que lo define. Por ejemplo:

Un tornillo de cabeza cuadrada de cuello cilíndrico de 10 mm de diámetro de paso normal, perfil métrico ISO, longitud 50 y clase de calidad 5.6, se designaría: tornillo M10 × 50, clase 5.6 DIN 480. El significado "clase 5.6" aparece en el apartado 18.13.

Un tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal de 30 mm de diámetro de paso 1,5 mm, perfil métrico ISO, longitud 70 y clase de calidad 5.6 se designaría: tornillo M30 × 1,5 × 70, clase 5.6 DIN 912.

18.6. TUERCAS

Una tuerca es un elemento con un orificio roscado que va roscada a un tornillo, espárrago, etc., y realiza una de estas dos funciones:

Longitudes nominales *l* de los tornillos y de los espárragos

2	2,5	3	4	5	6	(7)	8	(9)	10	(11)	12	14	16	(18)
20	(22)	25	(28)	30	(32)	35	(38)	40	45	50	55	60	65	70
75	80	85	90	(95)	100	(105)	110	(115)	120	(125)	130	140	150	160
170	180	190	200	220	240	260	280	380						

(Deben evitarse los valores entre paréntesis.)

Longitudes nominales *l* en mm Longitud roscada *b*

Mayor de Ø	Hasta 125	2 d + 60
Mayor de 125	Hasta 200	2 d + 12
Mayor de 200		2 d + 25

d = diámetro nominal rosca

TABLA 18.1. *Longitudes nominales y roscadas para tornillos y espárragos.*

- Sujetar elementos. Recibe entonces el nombre de tuerca de montaje (figura 18.29).
- Transformar movimientos.

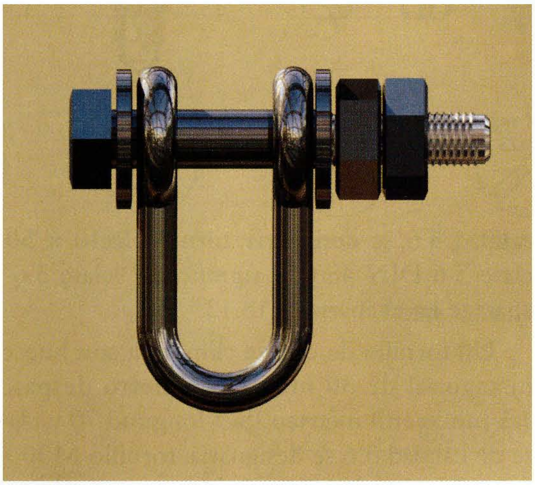


FIGURA 18.29. TUERCA DE MONTAJE.

Sólo se estudiarán aquí las tuercas destinadas a montaje. Éstas pueden ser de dos tipos:

- Tuercas apretadas con llave.
- Tuercas apretadas a mano.

18.6.1. TUERCAS APRETADAS CON LLAVE

Son las tuercas más extendidas y gracias a la llave su apriete es muy eficaz. Los tipos principales, junto con las normas que los definen, aparecen representados en la figura 18.30. Como con los tornillos, existe prácticamente un tipo de tuerca para cada aplicación.

Las *tuercas hexagonales* son las más habituales. Existen varios tipos, aunque la tuerca definida según DIN 934 es la de aplicación más común. La *tuerca rebajada* (DIN 936) se emplea habitualmente como contratuerca (figura 18.31A). La *tuerca hexagonal alta* (DIN 30389), menos utilizada, sólo se emplea cuando la tuerca tiene que ser menos resistente que el tornillo. Para casos especiales, sobre todo en series de pequeños diámetros, pueden usarse las *tuercas hexagonales de extremos planos* (DIN 431 y DIN 439). Estas últimas suelen utilizarse en valvulería y equipos electrónicos.

Las *tuercas con refuerzo* (DIN 6331) evitan el empleo de arandela debido a la mejor superficie de apoyo que presentan.

Por otro lado, las *tuercas ciegas* (DIN 1587) presentan uno de los lados cerrados, impidiendo de este modo que sobresalga el tornillo por ese extremo.

En cuanto a las *tuercas almenadas* (DIN 935 y 937) y las *tuercas perforadas* (DIN 35388), se emplean cuando se quiere conseguir la inmovilización de la tuerca. Llevan un taladro o unas almenas por donde se monta un pasador que se dobla para impedir su desalojo (figura 18.31B). Cuando hay que mover la tuerca es necesario cambiar el pasador

Las *tuercas con asiento esférico* (DIN 6330) se emplean cuando la cara de apoyo es oblicua en relación con el eje del tornillo. Para su utilización se debe mecanizar la pieza con un alojamiento cónico o utilizar una arandela intermedia especial con asiento esférico (figura 18.31C).

Las *tuercas cuadradas* (DIN 557 y 562) presentan una superficie de apoyo importante y se utilizan sobre todo en construcción. Las aristas de estas tuercas se redondean con menos facilidad que las de las hexagonales al apretarlas o aflojarlas con las llaves, por lo que se utilizan en montajes y desmontajes frecuentes.

Las *tuercas cilíndricas* (DIN 546, 547, 548) y *octogonales* (DIN 431) se aprietan con mayor dificultad que todas las anteriores. Se usan en la industria eléctrica y electrónica y en mecanismos de precisión. Normalmente se necesita una llave especial para su accionamiento.

Por último, existen distintos tipos de tuercas especiales, como las *tuercas de seguridad* (DIN 985 y 986, DIN 7967, DIN 929), que tienen formas y constitución especiales, según se verá más adelante, con el fin de evitar que se aflojen las uniones roscadas en las que intervienen.

18.6.2. TUERCAS APRETADAS A MANO

Son tuercas cuyo apriete es malo, aunque éste depende de la forma. Su característica más importante es la rapidez de maniobra (figura 18.32).

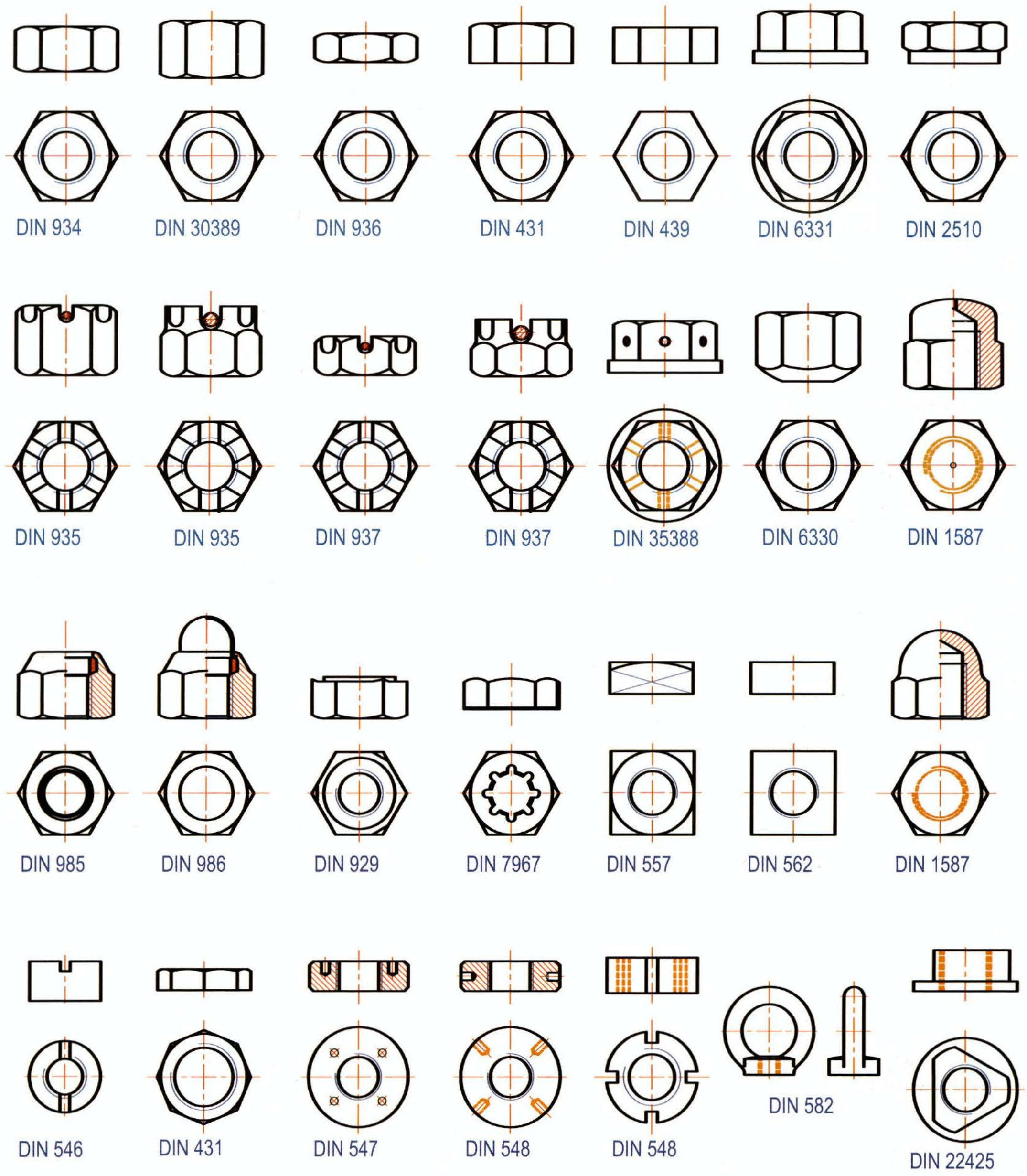


FIGURA 18.30. TUERCAS APRETADAS CON LLAVE.

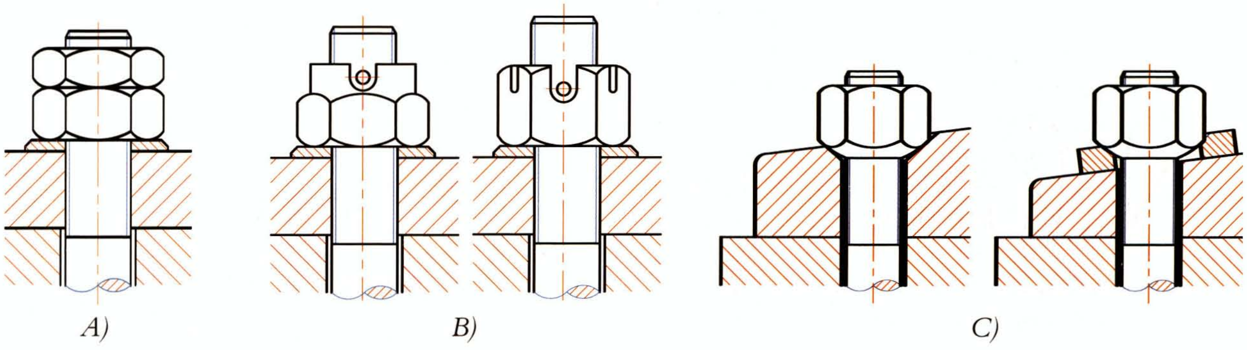


FIGURA 18.31. USO DE TUERCAS.

Algunas *tuercas de mariposa* (DIN 315) presentan unas "alas", dependiendo del proceso de fabricación.

Las *tuercas moleteadas* (DIN 6303, 466, 467) tienen la superficie exterior moleteada para que no resbalen al apretarlas con la mano.

Por su parte, las *tuercas con travesaño* (DIN 6335) inmovilizan la unión mediante un prisionero o un pasador que se introduce en un taladro realizado cuando la tuerca y el tornillo están montados.

Por último, existen tuercas especiales, como por ejemplo las *esféricas* (DIN 319) y las *de manivela* (DIN 99), cada una con distintas funciones específicas.

18.6.3. Designación de las tuercas

Las tuercas requieren la designación completa de la rosca, seguida de la clase de calidad (véase apartado 18.13) y de la norma que la define. Por ejemplo:

Una tuerca hexagonal estrecha de *M*10 y clase de calidad 8 se designaría: tuerca *M*10 clase 8 DIN 936.

18.7. Pernos

Un *perno* se compone de un tornillo y una tuerca del mismo diámetro nominal. Las piezas que se van a ensamblar con un perno deben tener agujeros pasantes (sin roscar). El ensamblaje se produce por la presión de unas piezas con otras debido al apriete ejercido por la unión roscada tuerca-tornillo. Para conseguir un apriete eficaz, los tornillos deben quedar inmovilizados respecto al giro. Por este motivo existen tornillos con cuello cuadrado, con prisioneros o con formas de cabezas especiales u otros sistemas de inmovilización de la cabeza del tornillo (figura 18.33).

El perno más habitual es el de tornillo y tuerca hexagonal. Se emplea en los montajes más comunes, ya que permite un apriete muy eficaz. Cuando la tensión a la que está sometida la unión que soporta el perno es muy elevada, se usan pernos de alta resistencia, formados por un tornillo reforzado en su cabeza, con un resalte cilíndrico y un radio de acuerdo en la espiga que disminuye la concentración de tensiones (figura 18.34).

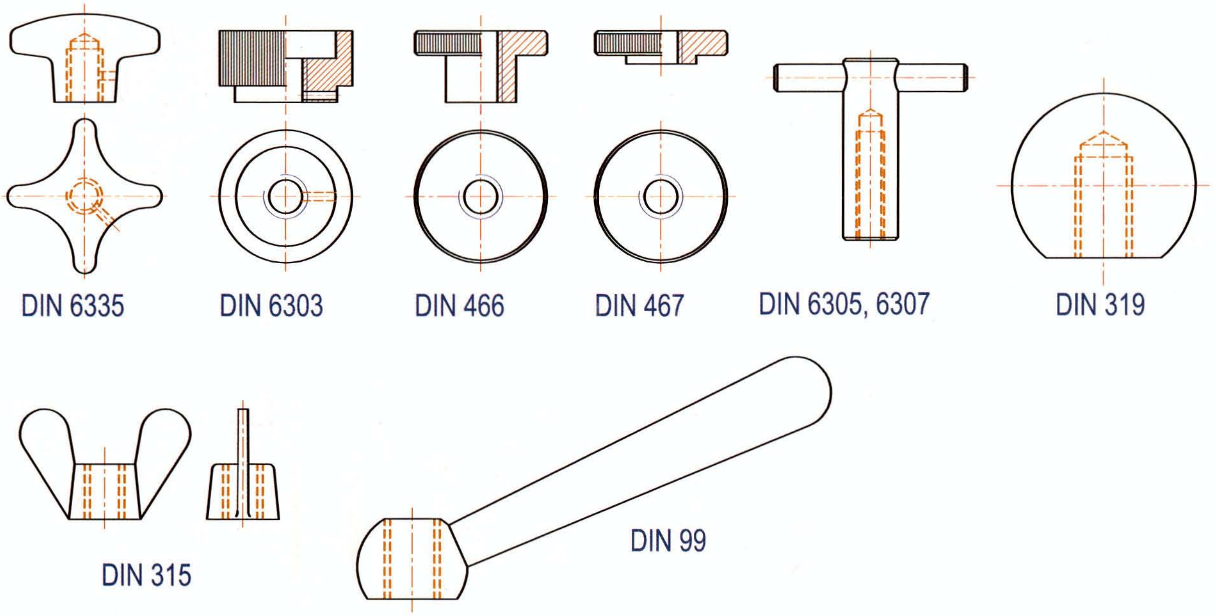


Figura 18.32. Tuercas apretadas a mano.

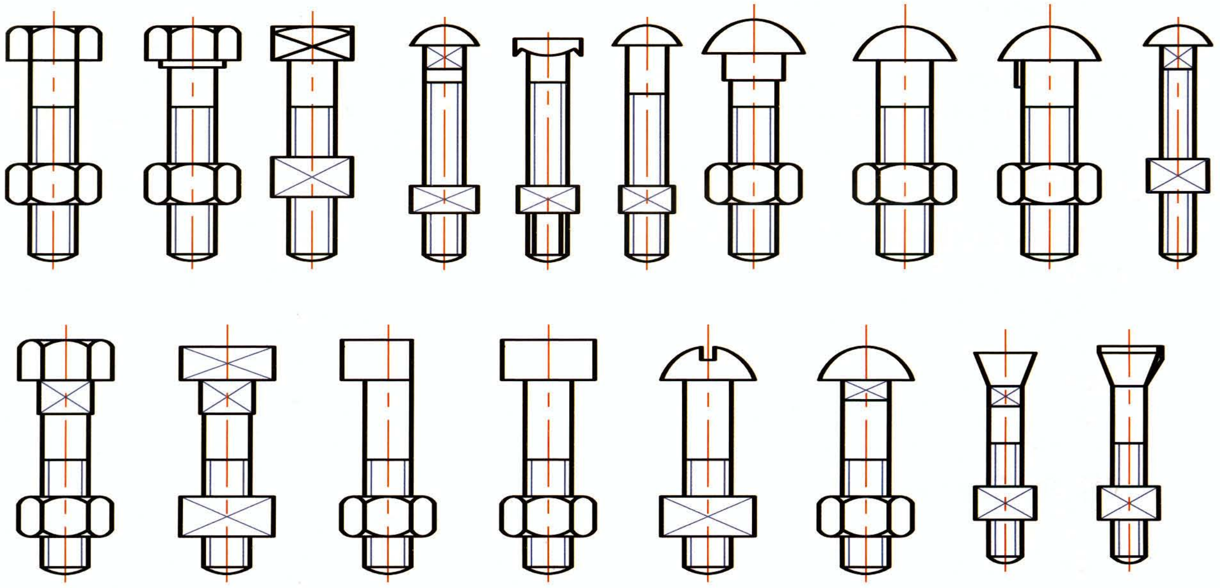


Figura 18.33. Tuercas apretadas a mano. Pernos.

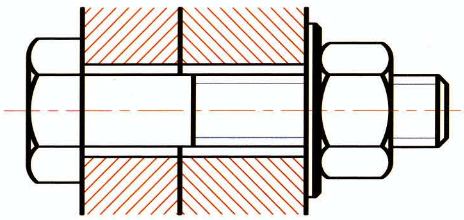


Figura 18.34. Perno de alta resistencia.

En los pernos de cabeza cilíndrica, de cabeza redonda y de cabeza avellanada (figura 18.36), para inmovilizar la cabeza del tornillo éste tiene un saliente forjado o se coloca un prisionero adicional.

El perno formado por un tornillo de cabeza cuadrada (figura 18.35) se utiliza como perno con la cabeza embutida, de forma que ésta queda embutida en un alojamiento con dos caras planas, consiguiéndose de este modo el bloqueo de giro de la cabeza del tornillo. Se utiliza por ejemplo en las ranuras en T de los platos de las máquinas herramienta.

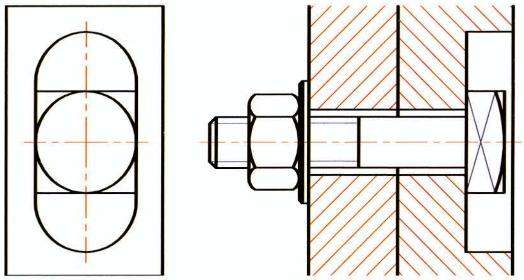


Figura 18.35. Perno de tornillo de cabeza cuadrada.

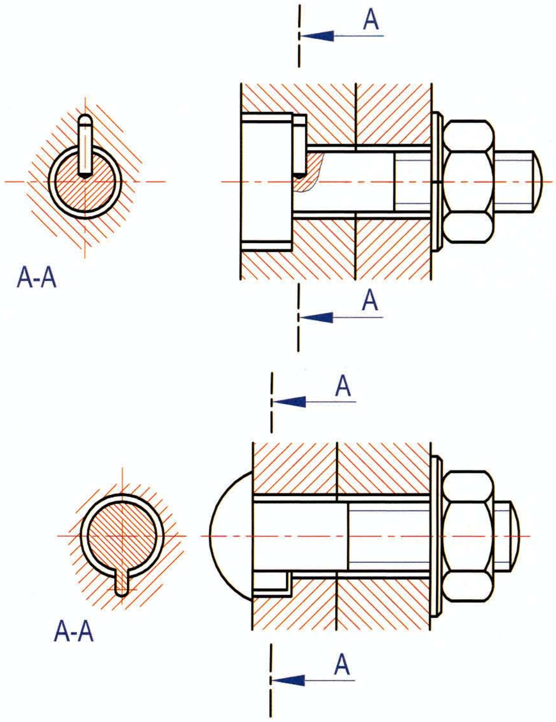


Figura 18.36. Pernos con prisionero.

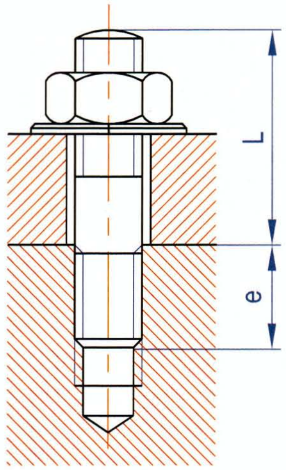
Los pernos se designan como:

Perno, tipo de tornillo, designación de la rosca × longitud, tipo de tuerca.

Ejemplo:

Perno tornillo DIN 479, M10 × 50, tuerca DIN 934.

Éste es un perno de tornillo de cabeza cuadrada, tuerca hexagonal, rosca métrica ISO, diámetro 10, longitud del tornillo 50.



18.8. Espárragos metálicos

Un espárrago (figura 18.37) está formado por un vástago roscado por sus dos extremos, en uno de los cuales hay una tuerca de igual diámetro nominal. Entre las dos partes roscadas hay siempre una porción lisa sin roscar. En el espárrago, un extremo es plano con chaflán y el otro bombeado. Para evitar errores de montaje, el extremo plano achaflanado es el correspondiente a la parte que se va a atornillar, y el extremo bombeado el correspondiente a la parte libre (donde va colocada la tuerca).

Los espárragos se utilizan en lugar de los tornillos cuando el metal de la pieza es poco resistente o cuando es necesario desmontarlo con frecuencia. También pueden sustituir a los pernos cuando las piezas que se ensamblan tienen mucho espesor.

Se considera como longitud nominal del espárrago *l* (figura 18.37) la parte que sobresale del material después de atornillado.

Los espárragos se designan como:

Espárrago, designación de la rosca del extremo empotrado (si es distinta de la del extremo libre), designación de la rosca del extremo libre × longitud nominal, norma correspondiente.

Ejemplo:

Espárrago M20 × 50 UNE 17-084-66.

Se trataría en este caso de un espárrago de diámetro nominal 20, rosca métrica ISO y longitud libre 50 (aparece representado en la figura 18.37).

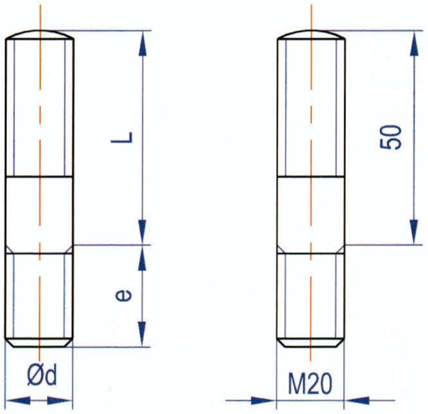


Figura 18.37. Espárrago.

18.9. Insertos roscados

Los insertos roscados se utilizan cuando se desea roscar sobre materiales que por su naturaleza se romperían o astillarían, impidiendo entonces la realización de roscas sobre ellos.

Este problema se soluciona introduciendo, por un agujero realizado en ese material, una pieza intermedia denominada *inserto roscado* (figura 18.38A), de formas muy variadas, que se enclava en el material y que permite realizar una rosca en su interior. Los tornillos entonces se roscan al inserto y la pieza queda montada (figura 18.38B).

Para la representación convencional de los insertos se siguen las mismas recomendaciones vistas hasta ahora. Sin embargo, existe una norma UNE-EN ISO 6410-2: 96 que recomienda utilizar una representación simplificada siempre que sea posible.

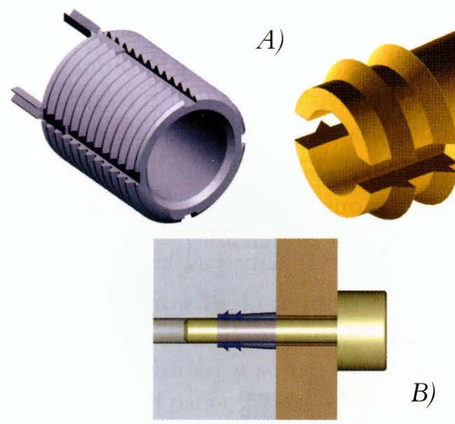


FIGURA 18.38. INSERTO ROSCADO. *A)* DIFERENTES TIPOS DE INSERTOS. *B)* MONTAJE.

En los cortes los contornos del inserto se deben representar sin rayas y sin dibujar las líneas de rosca interior y exterior.

Si se dibuja montado, el diámetro nominal de la rosca interior no se representa.

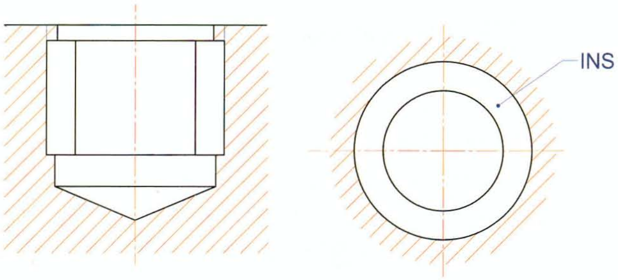


FIGURA 18.39. VISTA FRONTAL DE UN INSERTO.

En la vista frontal, las crestas interior y exterior se representa con una circunferencia completa con línea continua y gruesa (figura 18.39).

De igual forma, si se representa ensamblado, no se representa el diámetro nominal. Las representaciones se recogen en la figura 18.40.

Los insertos se denominan de acuerdo con su diámetro nominal y paso (correspondiente con el tornillo que va a roscar en él) seguido de las letras *INS*. Por ejemplo, *M* 10 × 1 *INS*.

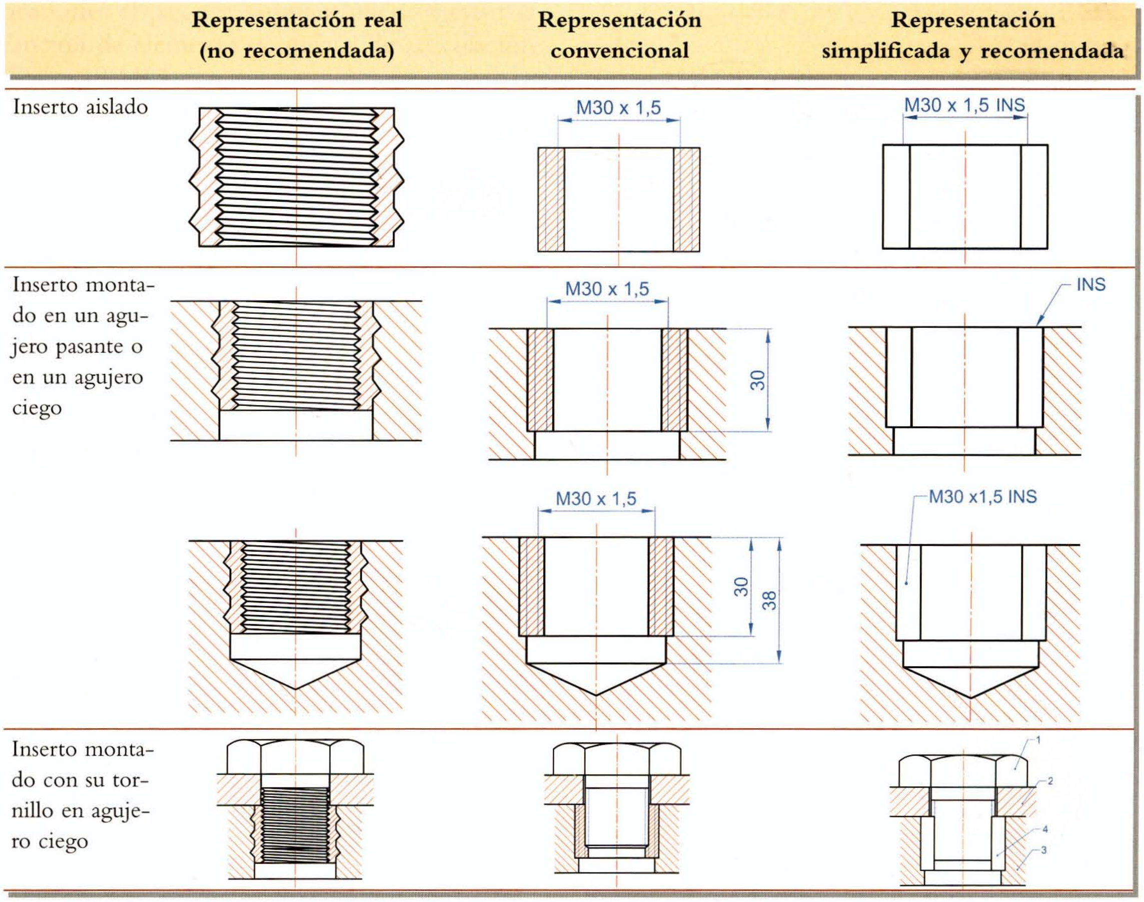


FIGURA 18.40. REPRESENTACIONES DE LOS INSERTOS ROSCADOS.

18.10. Arandelas

Las arandelas son elementos que se colocan entre la tuerca (o la cabeza del tornillo) y la pieza que se va a unir. Su función principal es evitar que la pieza se raye y aumentar al mismo tiempo la superficie de apoyo. Además, algunos tipos de arandelas permiten la inmovilización de los tornillos y tuercas.

De entre las arandelas que cumplen únicamente la función de apoyo, existen varios tipos, aunque las más normales son las arandelas planas y las arandelas abiertas.

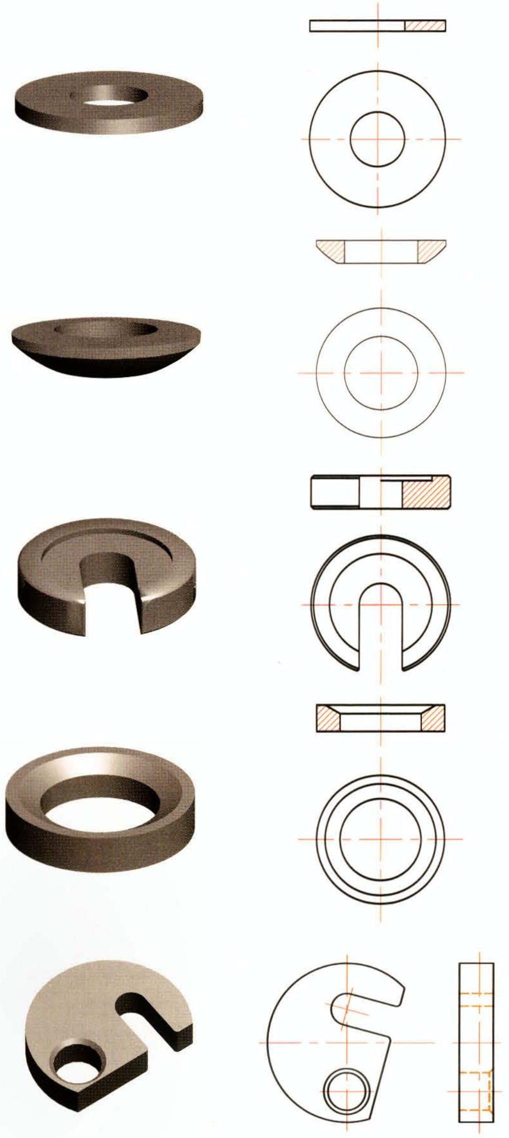


Figura 18.41. Arandelas planas y abiertas.

Las *arandelas planas* (DIN 125, 1440, 1441) son las más usuales, y se utilizan para aumentar la superficie de apoyo entre la tuerca o la cabeza del tornillo y la pieza sobre la que apoyan.

En cuanto a las *arandelas abiertas* (DIN 6732), permiten el desmontaje de una pieza sin que sea necesario desmontar la tuerca.

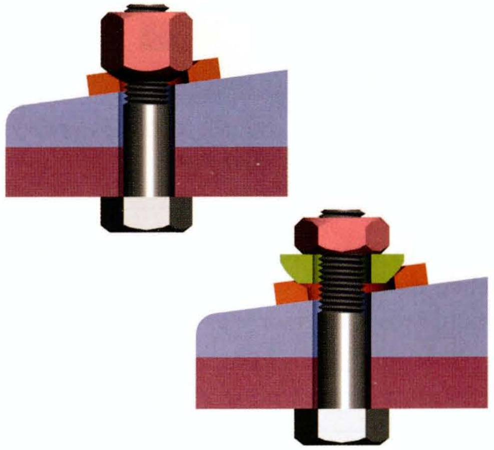


Figura 18.42. Empleo de arandelas cóncavas y convexas.

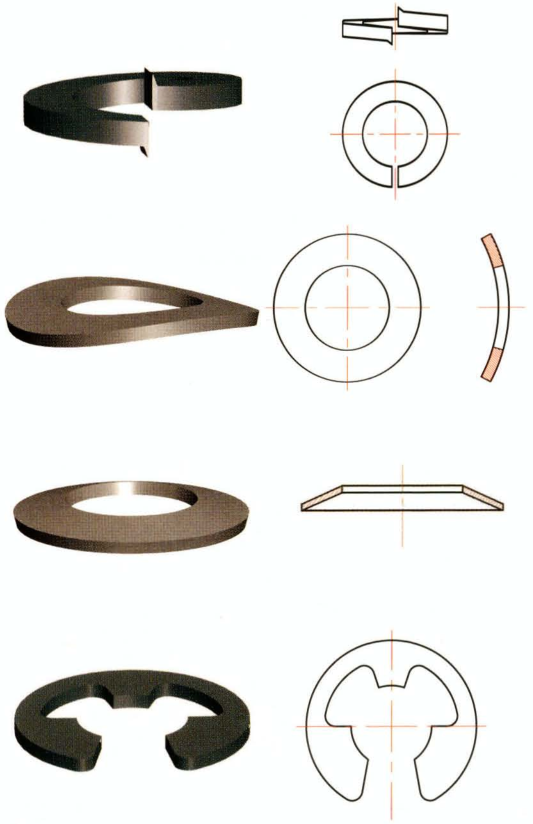


Figura 18.43. Arandelas elásticas.

Las *arandelas convexas* (DIN 6319 C) y *cóncavas* (DIN 6319 D) se utilizan cuando se usan tuercas con asiento esférico o montajes con tuercas hexagonales normales, en las que el eje del tornillo no es perpendicular al de la superficie de apoyo de la arandela (figura 18.42).

Para el bloqueo de piezas adicionales se utilizan las *arandelas pestillo* (DIN 6371).

En la figura 18.43 se muestran otro tipo de arandelas. Son las denominadas genéricamente *arandelas elásticas*, y se usan como elementos de seguridad para evitar que se aflojen las uniones roscadas. Su empleo se verá con más detalle en apartados posteriores.

18.11. PASADORES

Un pasador es una varilla metálica que sirve para inmovilizar una pieza con respecto a otra (pasador de sujeción, figura 18.44A) o para asegurar la posición relativa de dos piezas (pasador de posición, figura 18.44B). En determinadas ocasiones el pasador también puede ejercer la función de elemento de guía o de articulación (figura 18.44C).

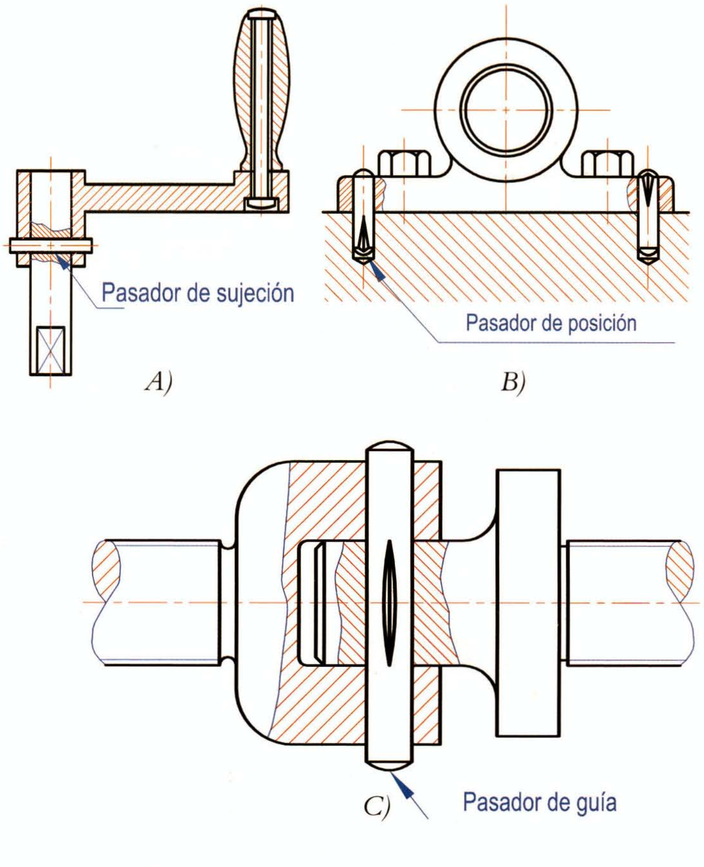


FIGURA 18.44. FUNCIONES DE LOS PASADORES.

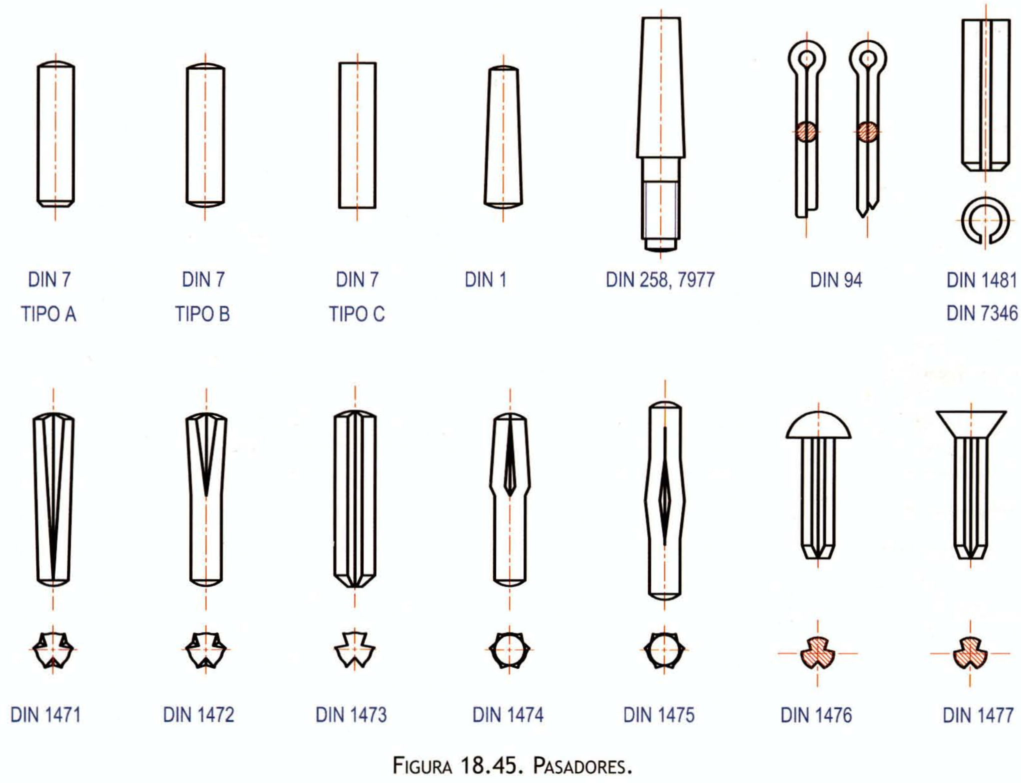


FIGURA 18.45. PASADORES.

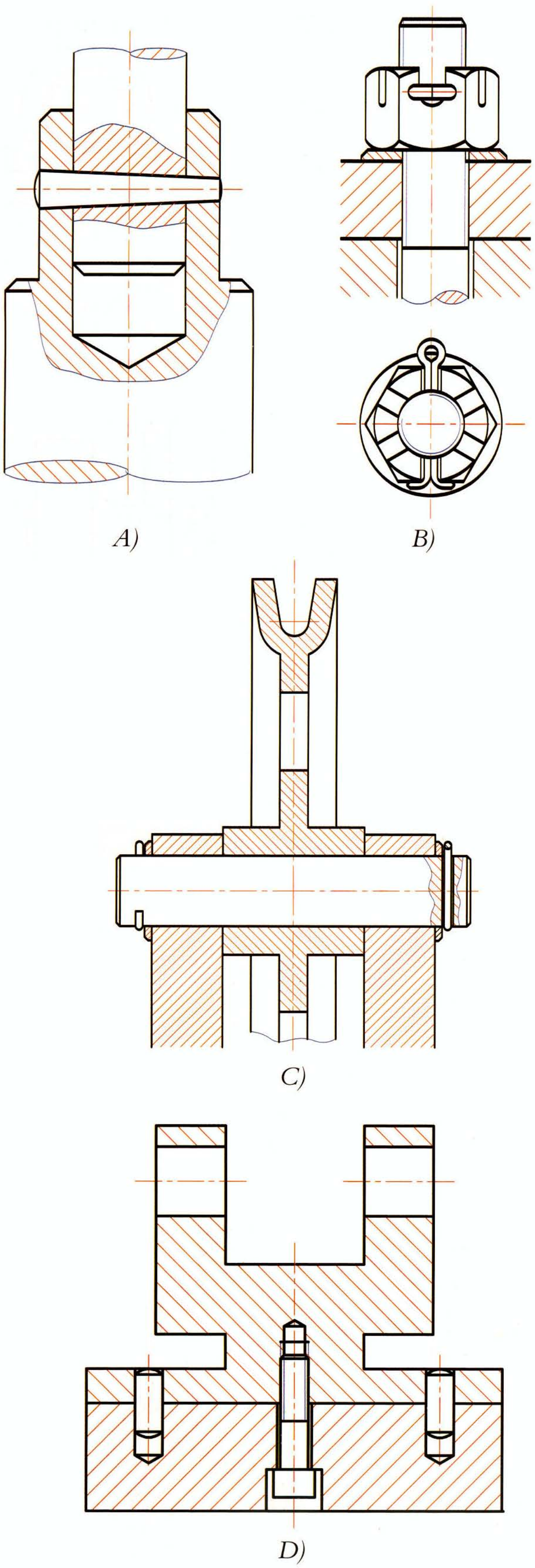


FIGURA 18.46. APLICACIONES DE DISTINTOS TIPOS DE PASADORES.

Existen distintos tipos de pasadores normalizados, como se puede observar en la figura 18.45. Se presentan a continuación las más frecuentemente utilizadas.

Los *pasadores cónicos* (DIN 1) permiten la inmovilización de casquillos, tuercas, empuñaduras, etc., sobre un eje (figura 18.46A). El alojamiento del pasador se mecaniza cónico (conicidad 1:50) una vez ensambladas las dos piezas.

Los *pasadores de aletas* (figura 18.46B) tienen la forma de una horquilla. Una vez introducidos en su alojamiento se doblan los extremos abiertos, impidiendo su desmontaje. Estos pasadores se utilizan fundamentalmente como inmovilizadores de tuercas. Requieren que el taladro donde se van a alojar tenga un posicionamiento bastante preciso. También se utilizan para inmovilizar lateralmente ejes de articulación (figura 18.46C).

Los *pasadores cilíndricos* (figura 18.46D), DIN 7, se emplean tanto como pasadores de inmovilización como de posición. Tienen tres formas específicas (*A, B* y *C*). La fijación de estos pasadores se realiza mediante un ajuste con aprieto sobre una de las piezas y con juego sobre la otra. El pasador tipo *A* tiene tolerancia dimensional *m*6, el de forma *B h*8, y el de forma *C h*11. La tolerancia del agujero con juego debe ser *G*6, y la del ajuste con aprieto *P*6.

Cuando los pasadores cónicos normales no pueden extraerse una vez colocados se utilizan los *pasadores cónicos con espiga roscada* (DIN 258 y DIN 7977). La espiga añadida hace posible sacarlos por medio de una tuerca. Se utilizan en máquinas como pasadores de posición para asegurar la posición relativa de varias piezas, consiguiéndose una elevada precisión en el centrado de las piezas.

Los pasadores cilíndricos anteriores requieren ajustes precisos. Para realizar montajes más económicos y lo suficientemente precisos se utilizan pasadores que sujetan por deformación elástica; de esta forma, no es necesario fabricar los taladros que sirven de alojamiento a los pasadores de una forma demasiado rigurosa.

Los *pasadores ranurados* (DIN 1471, 1472, 1473, 1474, 1475, 1476, 1477) tienen a lo largo de sus generatrices varias ranuras que admiten una pequeña deformación y ejercen un apriete. En la figura 18.47 se muestra una aplicación de estos pasadores, usados unas veces como pa-

sadores de posición, otras como pasadores de sujeción y otras como guía.

Por último, los *pasadores elásticos* se obtienen por arrollamiento de un fleje de alta resistencia. Se pueden utilizar como pasadores de inmovilización o como casquillos que preservan los tornillos frente a esfuerzos de cortadura.

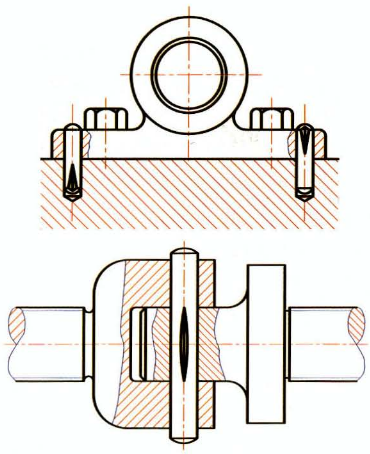


FIGURA 18.47. APLICACIÓN DE PASADORES RANURADOS.

18.12. INMOVILIZACIÓN DE TORNILLOS Y TUERCAS

La inmovilización de tuercas y tornillos tiene como objeto evitar que se aflojen las uniones roscadas sometidas a vibraciones, golpes, cambios de temperatura, etcétera. Para ello, existen distintos tipos de montaje que garantizan en mayor o menor grado esta inmovilización. Las formas más normales de inmovilización de acoplamientos roscados son:

- *Inmovilizaciones de relativa seguridad.* Estos montajes garantizan el contacto entre los flancos de la tuerca y el tornillo, pero no garantizan por completo la imposibilidad de aflojamiento de la unión, ya que depende del rozamiento entre los flancos de las roscas. Funcionan aumentando la presión entre los flancos de las roscas del tornillo y de la tuerca (figura 18.48).
- *Inmovilizaciones de seguridad absoluta.* Estos montajes garantizan la inmovilización por medio de un obstáculo que se opone al aflojamiento de la tuerca o del tornillo. Si no se retira este obstáculo, no se podrá aflojar la unión.

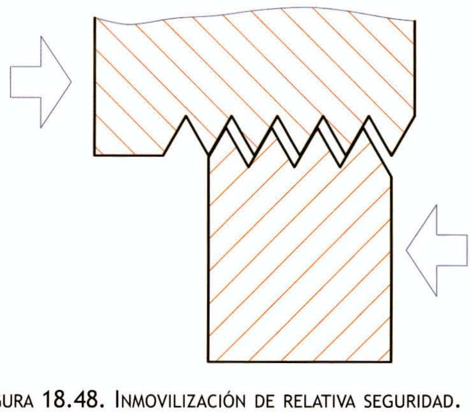


FIGURA 18.48. INMOVILIZACIÓN DE RELATIVA SEGURIDAD.

18.12.1. INMOVILIZACIÓN DE RELATIVA SEGURIDAD

Inmovilización por encolado

Se utiliza para ello una cola (Loctite, Araldite, etc.) o un barniz especial.

Contratuerca

Para realizar una inmovilización con una contratuerca se bloquea en primer lugar la tuerca contra la pieza. Seguidamente se atornilla la contratuerca (figura 18.49) y se bloquea ésta contra la tuerca, de forma que queden las dos tuercas apretadas contra la pieza. Normalmente se utilizan como contratuercas tuercas hexagonales rebajadas (DIN 936).

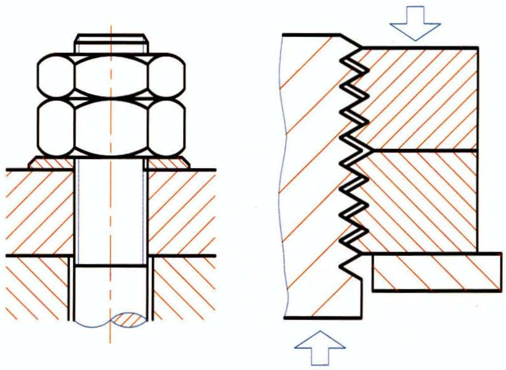


FIGURA 18.49. LA CONTRATUERCA AUMENTA LA PRESIÓN ENTRE FLANCOS, DIFICULTANDO EL DESENROSCADO.

Arandelas Grower

La inmovilización (figura 18.50) se consigue gracias a la elasticidad de la *arandela Grower* (DIN 127). La eficacia de esta inmovilización se ve aumentada por la incrustación de los extremos salientes en la tuerca (o en la cabeza del tornillo) y en la pieza.

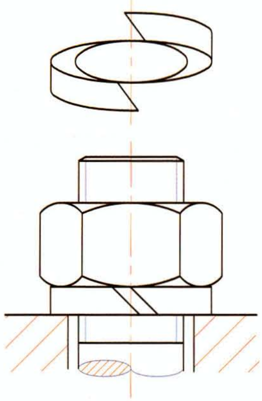


FIGURA 18.50. ARANDELA GROWER.

Arandelas dentadas

Estas arandelas (DIN 6798, 6797) consiguen la inmovilización gracias a la elasticidad de los dientes (figura 18.51). La eficacia de las mismas se ve incrementada por la incrustación de las aristas en las piezas que se van a inmovilizar.

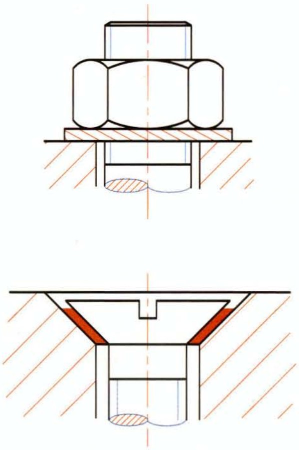


FIGURA 18.51. INMOVILIZACIÓN POR ARANDELAS DENTADAS.

Arandelas Belleville

La arandela Belleville (DIN 128) presenta una forma troncocónica. Después del apriete queda plana, pero no pierde sus propiedades elásticas y actúa como un potente resorte axial (figura 18.52).

FIGURA 18.52. ARANDELAS BELLEVILLE.

Pueden montarse solas o en grupo, superpuestas en el mismo sentido o superpuestas en sentido alternativo (figura 18.53). Permiten de esta forma preparar muelles de un tamaño reducido pero capaces de soportar grandes cargas. Tienen así especial aplicación en montajes en los que se dispone de poco espacio para la dirección axial.

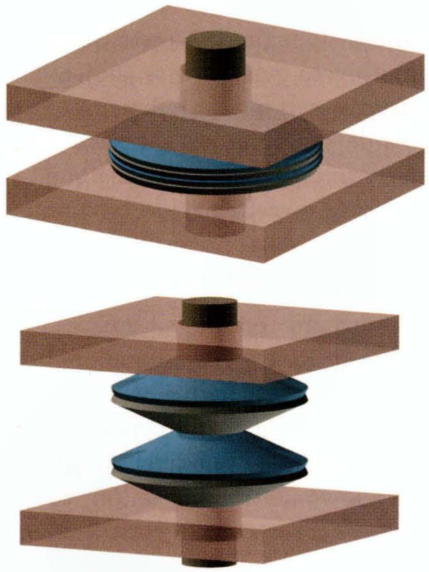


FIGURA 18.53. USO DE ARANDELAS BELLEVILLE.

Se recomienda la representación mostrada en la figura 18.54.

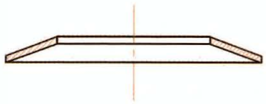
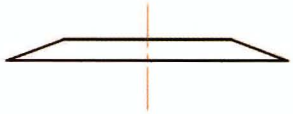
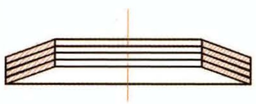
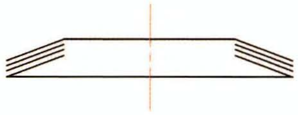
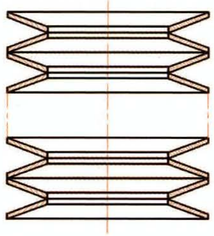
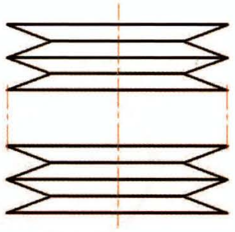
Tipo	Representación real	Representación cortada	Representación simplificada
Arandela elástica			
Arandelas elásticas superpuestas en el mismo sentido			
Arandelas elásticas superpuestas en sentido contrario			

FIGURA 18.54. REPRESENTACIÓN DE ARANDELAS BELLEVILLE.

Se utilizan sobre todo para inmovilizar tuercas en piezas sometidas a vibraciones y choques (figura 18.55). El contacto entre las piezas es en todo momento permanente, y la marca que dejan es mucho menor que la que dejaría cualquier otro tipo de arandela.

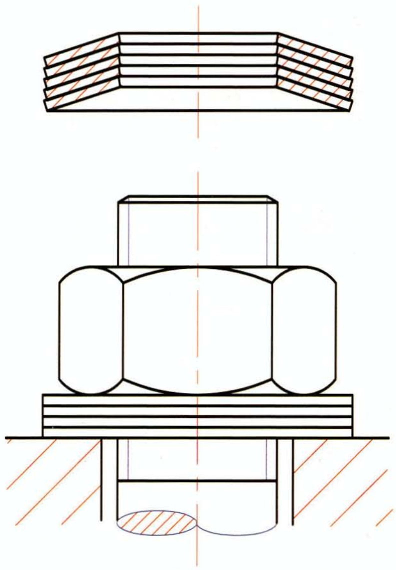


FIGURA 18.55. INMOVILIZACIÓN DE UNIONES ROSCADAS. CONTRATUERCA Y ARANDELAS ELÁSTICAS.

Tuercas de seguridad

Las *tuercas autoblocantes* (DIN 986 y DIN 987) que se observan en la figura 18.56A tienen un anillo de material sintético (nailon, teflón, etc.) en el que penetran los filetes del tornillo al roscar la tuerca.

La *tuerca de seguridad* (DIN 7967), fabricada en chapa, consigue el bloqueo de la unión por el efecto elástico de los dientes roscados de inmovilización (figura 18.56B).

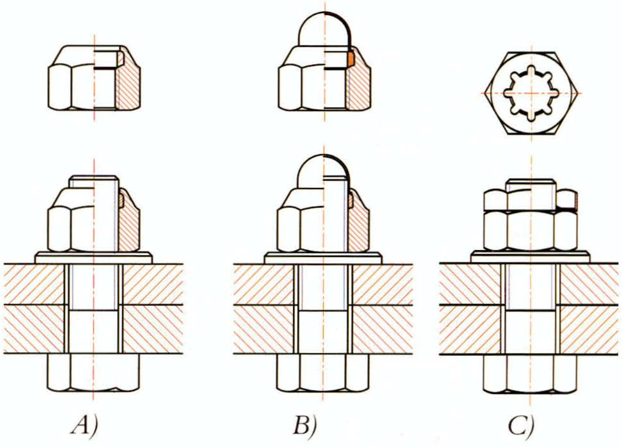


FIGURA 18.56. INMOVILIZACIÓN DE UNIONES ROSCADAS MEDIANTE TUERCAS DE SEGURIDAD.

18.12.2. Inmovilización total de tornillos y tuercas

Inmovilización por alambre

Si se taladran las cabezas de dos tornillos o de dos tuercas, se pueden inmovilizar mediante un alambre que pase por los agujeros, atándolo después. El alambre utilizado suele ser de latón recocido o de acero inoxidable (figura 18.57). Este tipo de inmovilización se usa por ejemplo para colocar *precintos*.

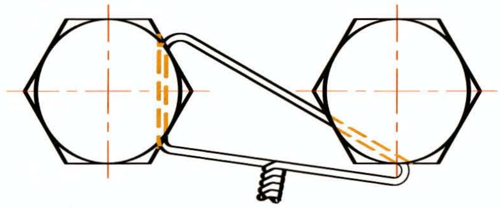


Figura 18.57. Inmovilización por alambre.

Tuercas almenadas y pasadores de aletas

Uno de los sistemas más utilizados es el de *tuercas almenadas y pasadores de aletas*. El pasador atraviesa una de las aristas a través de un agujero realizado previamente en el tornillo. Por ahí se introduce el pasador, doblando los extremos hacia fuera. Cada vez que se desee desmontar la tuerca se deberá romper el pasador y sustituirlo por uno nuevo en el montaje (figura 18.58).

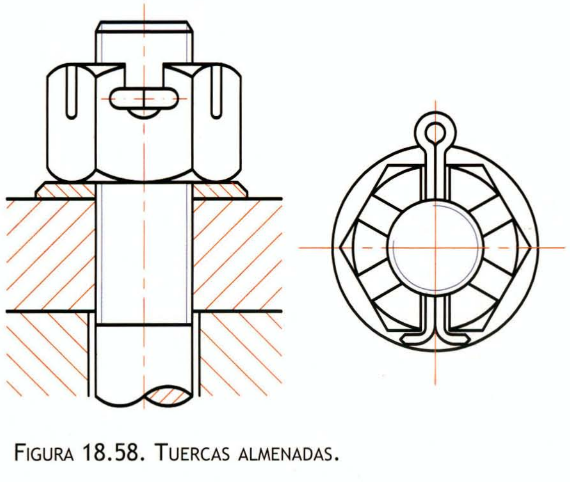


Figura 18.58. Tuercas almenadas.

Tuercas de fijación y arandelas de retención

La *arandela de retención* tiene varias lengüetas en el exterior y una en el interior. La interior se encaja en una ranura del árbol y una de las exteriores en la entalla de la tuerca, consiguiendo de este modo una inmovilización total. Se suelen utilizar para bloquear el aro interior de un rodamiento (figura 18.59).

Figura 18.59. Fijación mediante tuercas almenadas y tuerca de fijación con arandela de retención.

Inmovilizadores de chapa o plaquitas tope

Este tipo de inmovilizadores consiste en placas con formas variadas. La inmovilización de la placa se obtiene doblando un borde sobre uno de los planos de la pieza y el otro sobre el tornillo o la tuerca (figura 18.60).

Las cazoletas de seguridad se utilizan para tornillos de cabeza cilíndrica (figura 18.61).

18.13. Calidades de los materiales de tornillería

Los niveles de calidad definen los materiales para tornillería de acuerdo con sus características mecánicas. La simbología se indica con dos números. El primero corresponde aproximada-

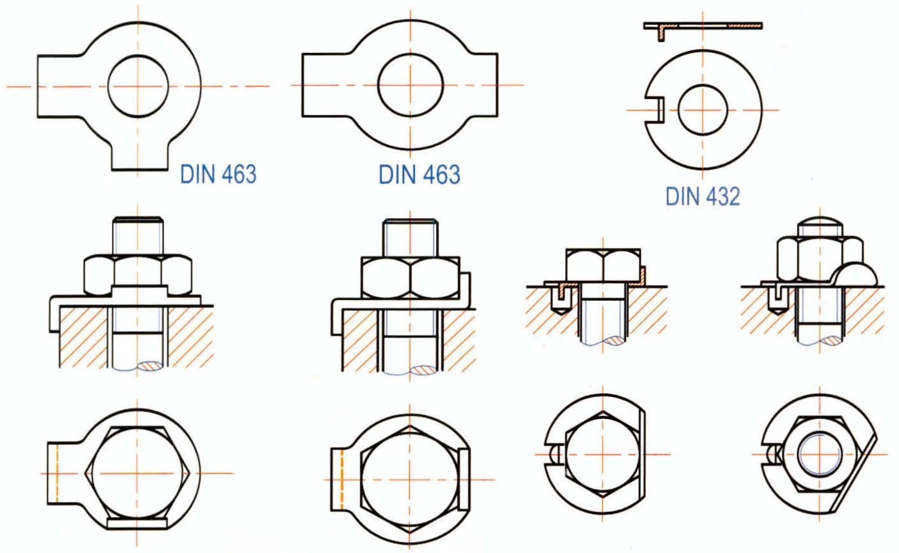


Figura 18.60. Inmovilizadores de chapa.

Figura 18.61. Cazoletas de seguridad.

mente a la décima parte de la resistencia mínima a la tracción *(Rm)* expresada en kp/mm^2. El segundo multiplicado por el primero da aproximadamente el límite elástico aparente *(Re)* expresado en kp/mm^2.

En la tabla 18.2 se enumeran las distintas calidades utilizadas para tuercas y tornillos.

Clases de calidad para tornillos y espárragos					
3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,6
6,8	6,9	8,8	10,9	12,9	14,9

Clases de calidad para tuercas						
4	5	6	8	10	12	14
Una tuerca roscada a un tornillo de la misma calidad (por ejemplo, 6 para un tornillo de 6,8) resiste hasta que el tornillo rompe.						

Tabla 18.2. *Clases de calidad para tornillos y tuercas.*

18.14. Llaves para tornillos y tuercas

Existen distintas llaves fijas para apretar tornillos y tuercas. Las más habituales son las llaves fijas y la llave de apertura variable (conocida como llave inglesa) representadas en la figura 18.62.

Figura 18.62. Llaves para tornillos y tuercas.

18.15. Remaches

Las uniones remachadas constituyen, junto con la soldadura, una forma de unión permanente de piezas. Frente a la unión roscada, presenta la ventaja de tener un montaje más rápido y más económico. Sin embargo, no es desmontable.

Un *remache* o *roblón* tiene forma cilíndrica, con un extremo, denominado cabeza de asiento, que puede a su vez tener distintas formas. La barra o espiga puede ser maciza o no, y tiene una longitud mayor que el espesor de las piezas

que se van a unir. Una vez colocado el remache en su sitio, mediante una máquina de remachar (denominada remachadora), se deforma el extremo de la barra chafándolo, produciéndose entonces el remachado al aprisionar las piezas entre sus extremos.

Para su colocación se requiere el taladro previo de las piezas que se van a montar. El remache antes del montaje tiene un diámetro interior ligeramente inferior al del agujero en las piezas. Cuando se produce el remachado, éste se deforma, adaptándose al diámetro del agujero.

Su aplicación se restringe a la unión de piezas de pequeño espesor, aunque en muchos casos ya ha sido desplazado por la soldadura. Se utiliza en la industria aeronáutica y naviera. Es frecuente encontrar piezas unidas por remaches en estructuras metálicas de construcción civil (figura 18.63). También se utiliza para la fijación de materiales distintos que no pueden soldarse (p. ej., acero-madera).

FIGURA 18.63. NUDO DE UNA ESTRUCTURA METÁLICA REMACHADA.

El montaje de la unión remachada se realiza colocando las dos piezas que se van a unir en posición de montaje y haciendo coincidir los agujeros de las dos piezas. Seguidamente se introduce el remache y se coloca una pieza denominada *sufridera,* que se apoya sobre la cabeza del remache. Esta pieza tiene una cavidad de forma contraria a la cabeza del remache. Posteriormente, con otra pieza denominada *estampa* (figura 18.64) se golpea el extremo opuesto del remache, adoptando éste la forma de la cavidad de la estampa y produciendo el remachado (figura 18.65A). Para uniones accesibles por una sola cara se utilizan remaches como los de la figura 18.65B.

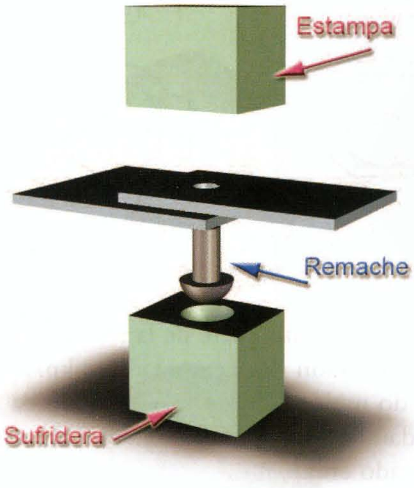


FIGURA 18.64. ELEMENTOS DE UNA REMACHADORA.

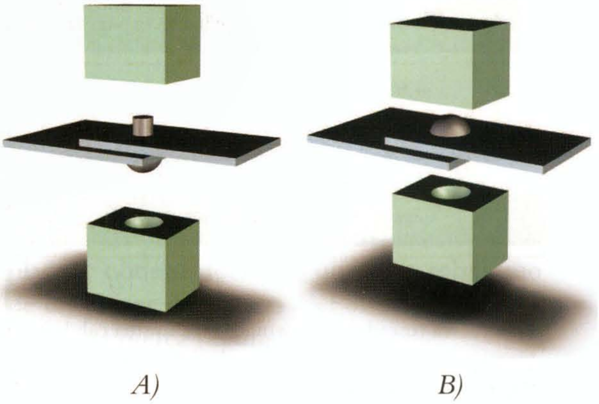


FIGURA 18.65. PROCESO DE REMACHADO. *A)* EL REMACHE SE SITÚA EN LAS PIEZAS QUE SE VAN A UNIR. *B)* AL GOLPEAR CON LA ESTAMPA, LAS PIEZAS QUEDAN UNIDAS.

18.15.1. TIPOS DE REMACHE

Los diferentes tipos de remache se clasifican según la forma de su cabeza. Los remaches de

cabeza esférica tienen la cabeza de asiento de forma abombada. Existen otros tipos según se requiera estanqueidad o no.

Por lo que se refiere a los remaches de cabeza avellanada, permiten su alojamiento en el interior de las piezas.

En la figura 18.66 se muestran los distintos tipos de remaches y su representación gráfica.

Los remaches se designan indicando el diámetro *d*, seguido del signo ×, la longitud *l*, su denominación y la norma a la que hace referencia. Por ejemplo:

Remache 20 × 60 de cabeza esférica EN 4173.

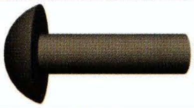
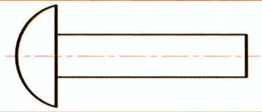
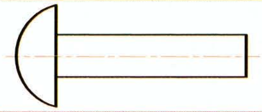
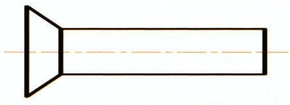
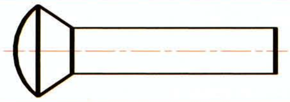
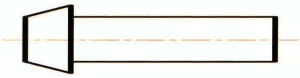
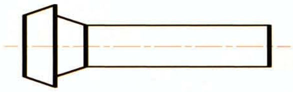
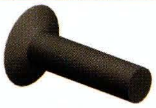
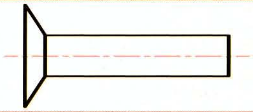
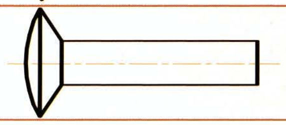
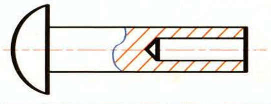
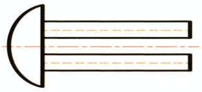
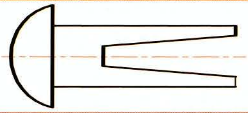
De cabeza esférica		
De cabeza esférica para construcciones estancas		
De cabeza avellanada		
De cabeza avellanada y bombeada		
De cabeza tronco-cónica		
De cabeza tronco-cónica y avellanada		
De cabeza plana y avellanada para construcciones navales y estancas		
De cabeza avellanada y bombeada para construcciones navales y estancas		
Remache perforado		
Remache hueco		
Remache tubular hendido		
Remache entallado		

FIGURA 18.66. REMACHES. DENOMINACIONES. REPRESENTACIÓN GRÁFICA.

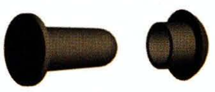
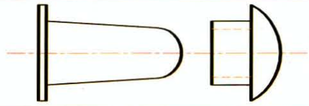
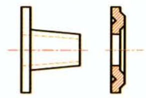
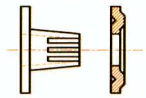
Remache tubular en dos piezas. Cabeza plana		
Ojete con arandela		
Ojete hendido con arandela		

FIGURA 18.66. (CONT.). REMACHES. DENOMINACIONES. REPRESENTACIÓN GRÁFICA.

18.15.2. DIÁMETROS DE LAS ESPIGAS

La tabla establece los diámetros de las espigas de remaches metálicos de uso general. Los valores de los diámetros aparecen divididos en dos series: la principal y la secundaria.

Siempre que sea posible se deberán utilizar los de la serie principal. Los valores de dichos diámetros se muestranen la tabla 18.3.

Diámetros nominales (mm)		**Diámetros nominales (mm)**	
Serie principal	Serie secundaria	Serie principal	Serie secundaria
1			10
1,2			12
	1,4		14
1,6		16	
2			18
2,5		20	
3			22
	3,5	24	
4			27
5		30	
6			33
	7		36
8			

TABLA 18.3. *Remaches. Diámetros de espigas.*

18.16. REPRESENTACIÓN SIMPLIFICADA DE LOS REMACHES Y TORNILLOS

Los remaches permiten dos tipos de representación: gráfica y simbólica. La representación gráfica consiste en representar el remache tal y como es en la realidad, sin ningún tipo de simplificación. Este tipo de representación se suele usar para remaches aislados o cuando los remaches no corresponden a tipos normalizados.

Cuando se necesita representar y definir grupos de remaches correspondientes a uniones de elementos en estructuras metálicas, aparatos de elevación y transporte, tanques de almacenamiento y recipientes a presión, ascensores, escaleras mecánicas, bandas transportadoras, y, en general, en cualquier tipo de estructura donde aparecen grupos muy numerosos de remaches, es más conveniente utilizar la representación simplificada. Ésta se hace extensiva también para uniones atornilladas correspondientes a los elementos anteriormente citados.

Para representar agujeros, tornillos o roblones en vistas normales a sus ejes se utilizan los símbolos recogidos en la figura 18.67. La posición del agujero y del remache se indica con dos líneas perpendiculares continuas finas. Sobre estos ejes se añaden diferentes símbolos representando qué lados están avellanados y dónde deben realizarse las operaciones. Los símbolos se deben trazar con línea gruesa continua. Los símbolos de agujero se dibujan sin punto en el centro. Si se representa el remache, se debe dibujar un punto grueso.

Para representar agujeros, tornillos o roblones en vistas paralelas a sus ejes se utilizan los símbolos recogidos en la figura 18.68. Solamente se debe dibujar con línea fina el trazo horizontal de estos símbolos (que corresponde al eje del elemento). Las demás partes se deben dibujar con línea gruesa.

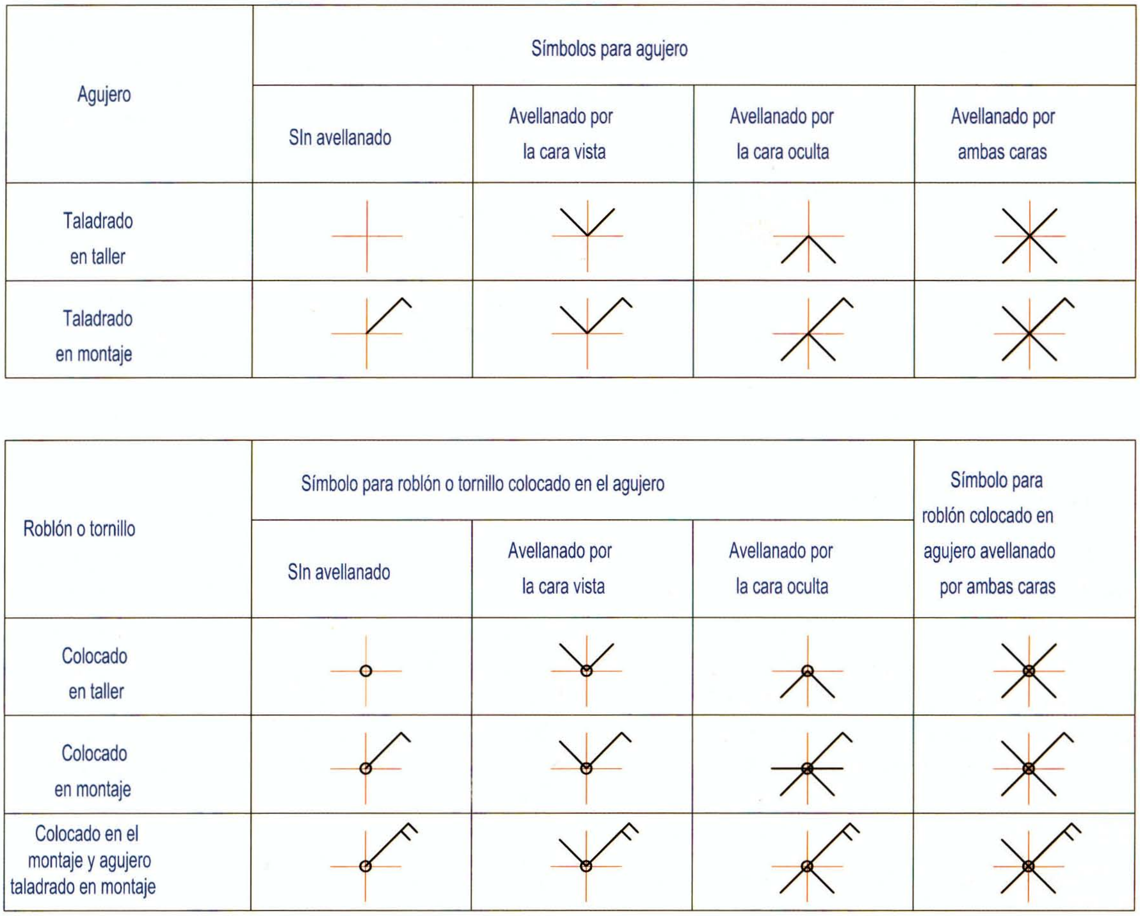


FIGURA 18.67. SÍMBOLOS UTILIZADOS PARA REPRESENTAR AGUJEROS, TORNILLOS O ROBLONES EN VISTAS NORMALES A SUS EJES.

Para distinguir entre roblones y tornillos, es necesario que la designación de los tornillos comience por un prefijo que indique el tipo de rosca ($M12 \times 50$) y que en la de los roblones el prefijo sea el símbolo de diámetro ($\varnothing 12 \times 50$). En general, se utilizará la acotación estándar para grupos de elementos repetidos, vista en el capítulo 9. Los elementos se definirán con su designación completa normalizada indicando previamente cuántos son (figura 18.69).

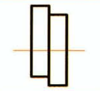
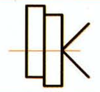
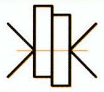
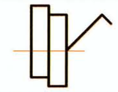
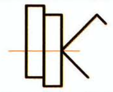
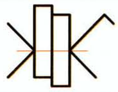
18.16.1. UNIONES REMACHADAS NO NORMALIZADAS

En algunos diseños suelen aparecer elementos remachados que no corresponden exactamente a remaches normalizados. En las figuras 18.70 y 18.71 pueden verse dos ejemplos. En la figura 18.70 la marca 8 está remachada con respecto a la 7. En la figura 18.71, la marca 10 es un elemento remachado no normalizado que sirve de soporte para la válvula de admisión del compresor.

Este tipo de uniones remachadas se representan siempre mediante su representación real (representación gráfica), y no admiten ningún tipo de simplificación.

En los planos de conjunto, se representan tal y como son en la realidad (por lo tanto, sin simplificaciones) en la posición final de montaje, es decir, con el remache cerrado.

En los planos de despiece se utiliza el mismo criterio que se usa para las piezas dobladas o plegadas; es decir, se debe dibujar siempre con línea gruesa continua la posición final, posterior al conformado, y con línea fina de trazo y dos puntos la forma previa al conformado. Si la longitud final del remachado no es funcional, como ocu-

Agujero	Símbolos para agujero		
	SIn avellanado	Avellanado por la cara vista	Avellanado por ambas caras
Taladrado en taller			
Taladrado en montaje			

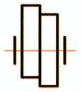
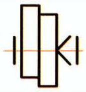
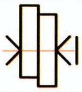
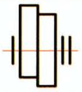
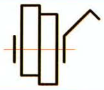
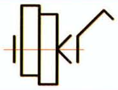
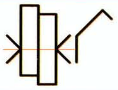
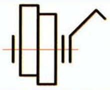
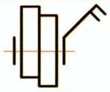
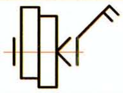
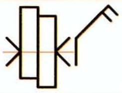
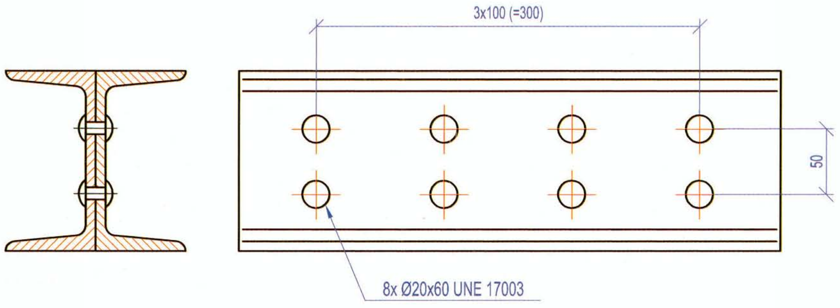
Roblón o tornillo	Símbolo para roblón o tornillo		Símbolo para roblón colocado en agujero avellanado por ambas caras	Símbolo para tornillo indicando la posición de la tuerca
	SIn avellanado	Avellanado por la cara vista		
Colocado en taller				
Colocado en montaje				
Colocado en el montaje y agujero taladrado en montaje				

FIGURA 18.68. SÍMBOLOS UTILIZADOS PARA REPRESENTAR AGUJEROS, TORNILLOS O ROBLONES EN VISTAS PARALELAS A SUS EJES.



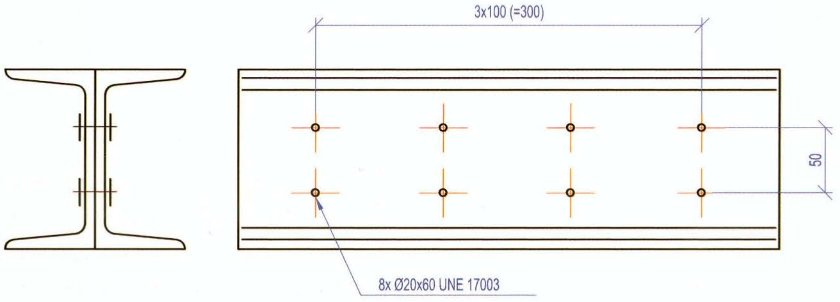


FIGURA 18.69. ACOTACIÓN DE GRUPOS DE ROBLONES. REPRESENTACIÓN GRÁFICA Y SIMPLIFICADA.

rre en la figura 18.70, puede no acotarse ésta y acotar entonces la medida previa al conformado.

Si la forma final tiene cotas funcionales, (como, por ejemplo, en la figura 18.71 la cota de valor 26, que controla la precarga de la válvula de admisión), estas cotas deberán figurar. Si las cotas previas al conformado se deducen de cotas funcionales de la pieza conformada, pueden colocarse como cotas auxiliares

18.17. MUELLES

Los *muelles* o *resortes* son elementos mecánicos que pueden recuperar su estado inicial una vez que ha cesado la deformación a la que han estado sometidos. Como consecuencia de esta deformación, los muelles o resortes ejercen una fuerza o momento de recuperación que se puede considerar, en la mayoría de los casos, proporcional al desplazamiento lineal o angular sufrido.

Los resortes se clasifican en:

- Resortes de compresión.
- Resortes de tracción.
- Resortes de torsión.
- Arandelas elásticas.
- Resortes en espiral.
- Resortes de láminas.

18.17.1. RESORTES DE COMPRESIÓN

Son los resortes más utilizados en la industria. Funcionan bajo la acción de una fuerza de compresión. Los materiales utilizados en su fabricación son aceros elásticos especiales para muelles. Habitualmente están enrollados en forma de hélice a derechas, y suelen tener sección circular, salvo en raras excepciones, que tienen sección rectangular. Para mejorar el apoyo sobre las piezas contiguas, en cada extremo se disponen una o varias espiras sin posibilidad de deformación elástica (figura 18.72). Para diámetros de alambre de más de 0,5 mm, los extremos de los muelles se aplanan hasta un cuarto del diámetro del alambre para que tengan un mejor asentamiento sobre sus bases de apoyo. En el plano del muelle debe indicarse el proceso de fabricación de este planeado (figura 18.75).

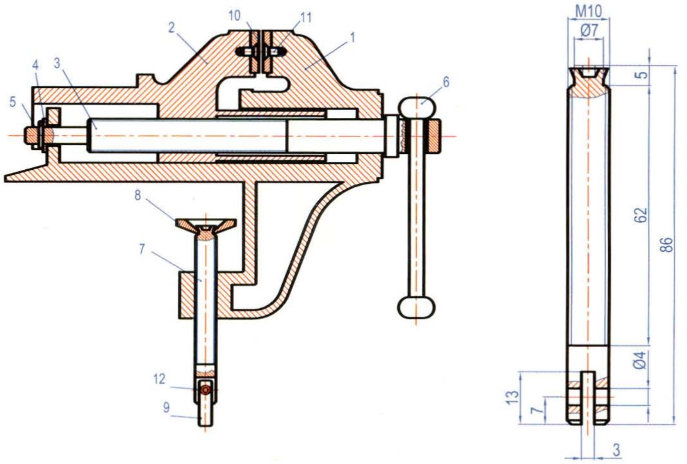


FIGURA 18.70. EJEMPLO DE UNIÓN REMACHADA SIN REMACHES NORMALIZADOS.

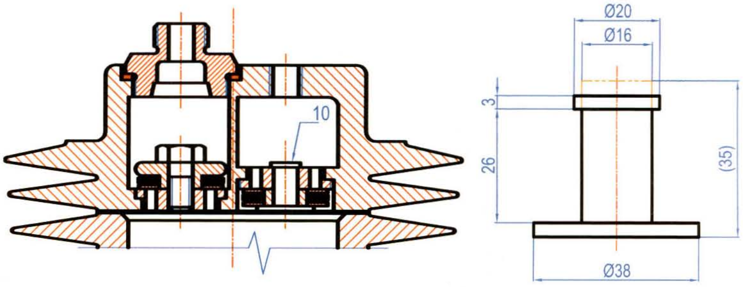


FIGURA 18.71. EJEMPLO DE UNIÓN REMACHADA SIN REMACHES NORMALIZADOS.

Normalmente deben estar guiados en sus extremos, y preferentemente por su diámetro interior. Cuando se emplea un resorte, el sentido de arrollamiento no tiene significación funcional por sí solo. Si se trata de dos resortes concéntricos, es preciso indicar el sentido del arrollamiento, ya que se deben colocar con sentidos de hélice opuestos.

En la figura 18.73 está representado el montaje de un muelle de compresión correspondiente a la válvula de seguridad de una olla a presión. Cuando se genera presión en el interior de la olla, el vapor de agua empuja el extremo inferior del soporte del muelle, comprimiendo este último. En función de la compresión del muelle, el soporte subirá más o menos hasta que deje ver las ranuras construidas sobre su superficie lateral, que sirven de indicadores del nivel de presión conseguido.

Se recomiendan las representaciones mostradas en la figura 18.74 para este tipo de muelles.

Estos muelles deben ir acompañados de una tabla y acotarse dando los siguientes valores (figura 18.75):

FIGURA 18.72. RESORTES DE COMPRESIÓN.

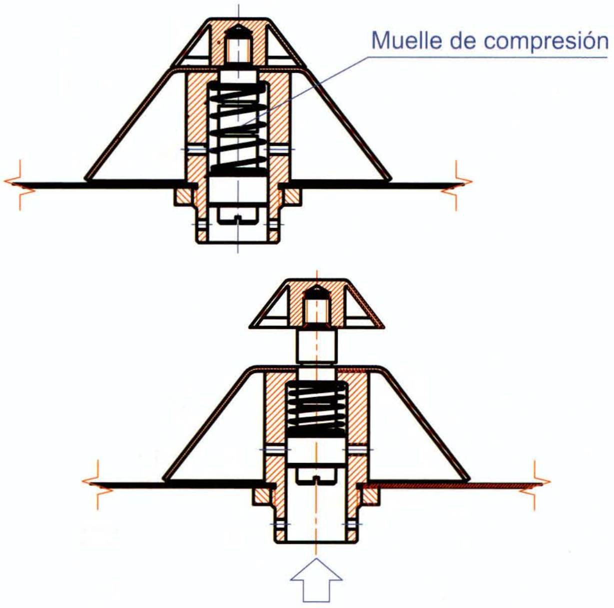


FIGURA 18.73. RESORTE DE COMPRESIÓN DE UNA OLLA A PRESIÓN.

- Dimensiones de la sección de la espira (diámetro, lado del cuadrado, etc.).
- Diámetro exterior o interior de las espiras (para muelles cilíndricos) o cotas que definan la superficie exterior o interior. Si el muelle se halla alojado en un agujero, se deberá especificar el diámetro exterior *(De)* (para muelles cilíndricos) o las dimensiones exteriores (para muelles no cilíndricos). Si el muelle se halla alojado en una espiga cilíndrica, se especificará el diámetro interior *(Di)* de éste o las dimensiones interiores.
- Longitud libre *(Lo)*.
- Paso *(P)* entre dos espiras útiles consecutivas.

Además, en la tabla que acompaña al dibujo del muelle deben figurar:

- Número de espiras totales (*No*).
- Número de espiras útiles (*N*).
- Sentido de la hélice.
- Material del muelle.
- En el caso de un muelle precomprimido (fuera de su posición libre) debe indicarse la longitud bajo carga.

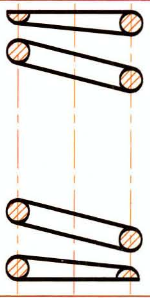
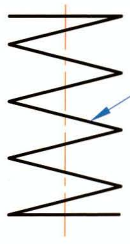
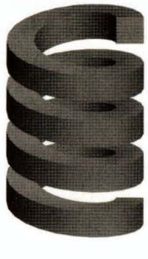
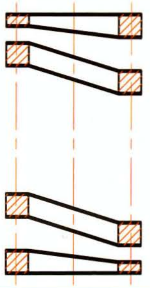
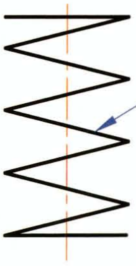
Tipo	Representación real	Representación cortada	Representación simplificada
Resorte cilíndrico con sección circular			 Ø
Resorte cilíndrico con sección rectangular			 □

FIGURA 18.74. REPRESENTACIÓN DE LOS RESORTES DE COMPRESIÓN.

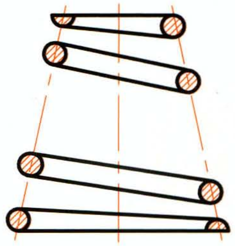
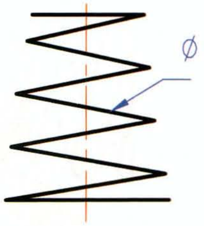
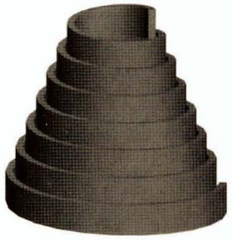
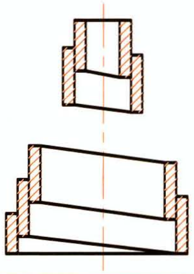
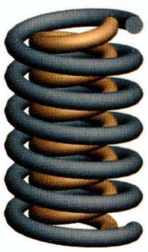
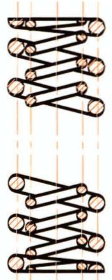
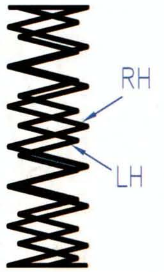
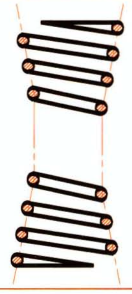
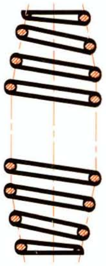
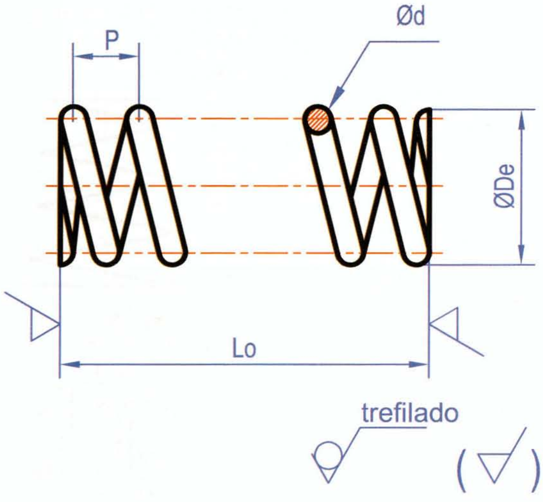
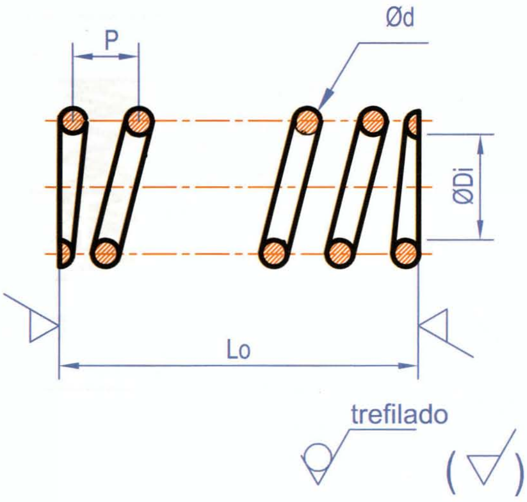
Tipo	Representación real	Representación cortada	Representación simplificada
Resorte cónico de sección circular			
Resorte cónico de sección rectangular Resorte en evoluta			
Combinación de resortes helicoidales cilíndricos de compresión			
Resorte helicoidal bicónico de compresión Resorte en forma de diábolo			
Resorte helicoidal bicónico de compresión Resorte en forma de tonel			

FIGURA 18.74. (CONT.) REPRESENTACIÓN DE LOS RESORTES DE COMPRESIÓN.



Resorte de compresión	
Número de espiras útiles (N)	
Número de espiras totales (No)	
Longitud del resorte bajo carga (L)	
Sentido de la hélice	
Material del resorte	



Resorte de compresión	
Número de espiras útiles (N)	
Número de espiras totales (No)	
Longitud del resorte bajo carga (L)	
Sentido de la hélice	
Material del resorte	

FIGURA 18.75. ACOTACIÓN DE MUELLES DE COMPRESIÓN.

18.17.2. RESORTES DE TRACCIÓN

Estos resortes (figura 18.76) se realizan en alambre con las espiras contiguas unas a otras, teniendo dos ojales de enganche en los extremos, aunque en realidad el remate dependerá de la zona donde debe ir fijado.

En la figura 18.77 se observa un ejemplo de muelle de tracción, que no es otra cosa que el muelle de carga de las grapas de una grapadora de escritorio. El ejemplo también tiene un muelle de espiras a compresión en la zona de la cabeza.

La representación gráfica normalizada de estos soportes se muestra en la figura 18.78.

Estos muelles deben acotarse dando los siguientes valores (figura 18.79):

- Dimensiones de la sección de la espira (diámetro, lado del cuadrado, etc.).
- Diámetro exterior de las espiras (para muelles cilíndricos) o cotas que definan la superficie exterior.
- Longitud libre *(Lo)* medida entre los cantos interiores de los ojales.

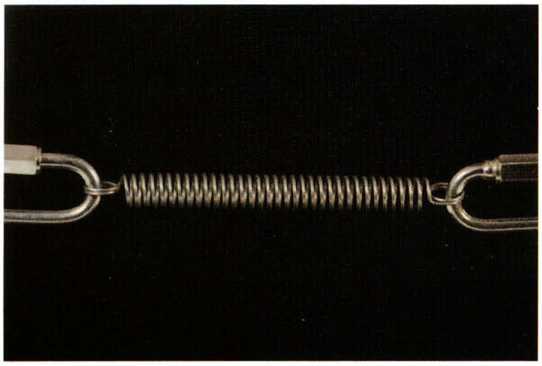


FIGURA 18.76. RESORTE DE TRACCIÓN.

FIGURA 18.77. MUELLE DE TRACCIÓN DE UNA GRAPADORA.

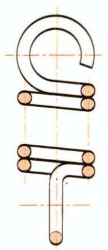
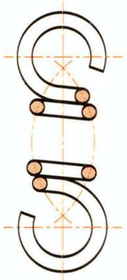
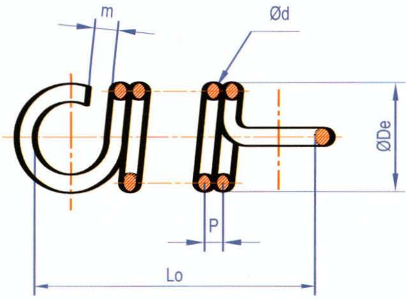
Tipo	Representación cortada	Representación simplificada
Resorte cilíndrico de tracción de sección circular		
Resorte convexo de tracción de sección circular		

FIGURA 18.78. REPRESENTACIÓN DE LOS RESORTES DE COMPRESIÓN.



Resorte de tracción	
Número de espiras útiles (N)	
Número de espiras totales (No)	
Longitud del resorte bajo carga (L)	
Sentido de la hélice	
Material del resorte	

FIGURA 18.79. ACOTACIÓN DE RESORTES DE TRACCIÓN.

- Paso *(P)* entre dos espiras contiguas (si no están en contacto en la posición libre).
- Abertura *(m)* de los ojales.

En la tabla que acompaña al dibujo del muelle deben figurar:

- Número de espiras totales *(No)*.
- Número de espiras útiles *(N)*.
- Sentido de la hélice.
- Material del muelle.
- Además, en el caso de un muelle pretraccionado (fuera de su posición libre) debe indicarse la longitud bajo carga.

18.17.3. Resortes de torsión

Estos resortes actúan por torsión cuando se produce una deformación angular entre sus extremos. Los helicoidales están formados por un alambre enrollado con dos brazos. La parte de la espiral se hace coincidir con el eje de giro, y los dos brazos se apoyan uno en cada uno de los dos elementos que tienen el giro, relativo. La forma de los brazos puede ser muy variada, pero siempre ha de ser adecuada para poder amarrarse o apoyarse en los elementos que unen. Se usan en sistemas donde el espacio radial disponible es pequeño y la altura del muelle no es crítica.

En la figura 18.80 se ofrece un ejemplo muy sencillo correspondiente a una pinza.

Figura 18.80. Ejemplo de resorte de torsión: una pinza.

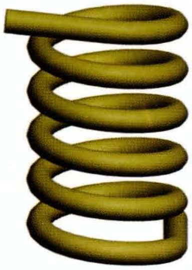
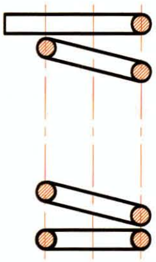
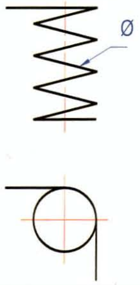
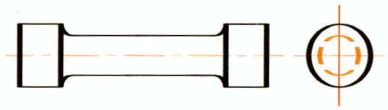
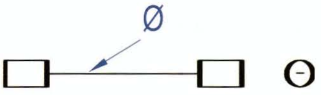
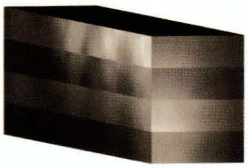
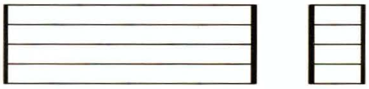
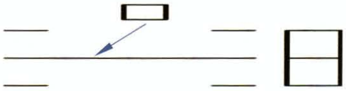
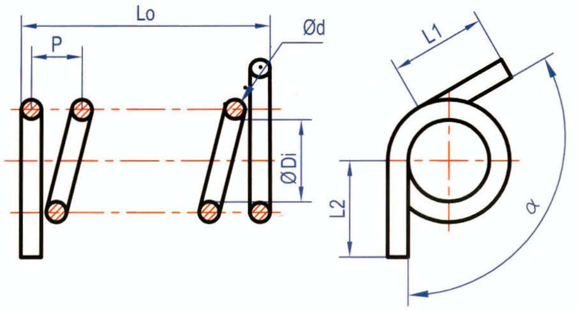
Tipo	Representación real	Representación cortada	Representación simplificada
Resorte cilíndrico de torsión de sección circular			
Barra de torsión de sección circular			
Barra de torsión formada por barras de sección rectangular			

Figura 18.81. Representación de los resortes de torsión.



Resorte de torsión	
Número de espiras útiles (N)	
Número de espiras totales (No)	
Angulo del resorte bajo carga (α)	
Sentido de la hélice	
Material del resorte	

FIGURA 18.82. ACOTACIÓN DE LOS RESORTES DE TORSIÓN.

También se consideran resortes de torsión las barras de torsión, cuya representación se muestra en la figura 18.81.

Estos muelles deben acotarse dando los valores que se representan en la figura 18.82.

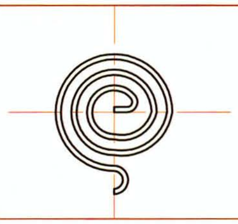
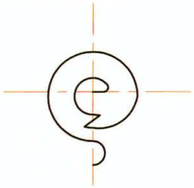
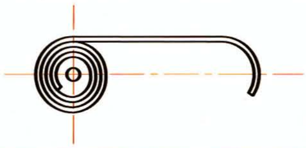
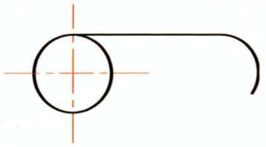
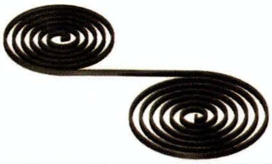
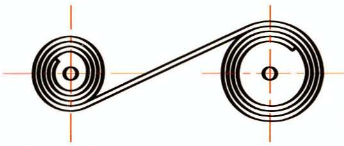
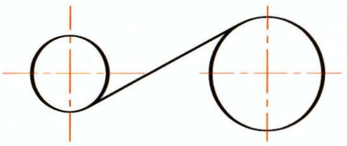
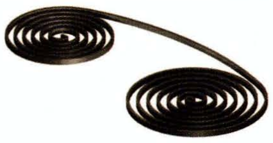
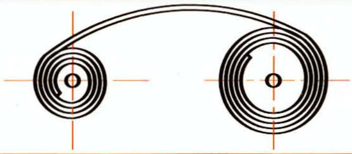
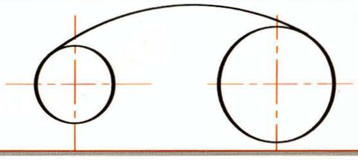
Tipo	Representación real	Representación cortada	Representación simplificada
Resorte en espiral con lámina de sección rectangular			
Resorte de tracción de fuerza constante			
Resorte de fuerza constante - Motor B			
Resorte de fuerza constante - Motor A			

FIGURA 18.83. RESORTES EN ESPIRAL SEGÚN LA NORMA UNE 1-042.

- Dimensiones de la sección de la espira (diámetro, lado del cuadrado, etc.).
- Diámetro interior o exterior de las espiras, según sea el elemento de guía de éstas.
- Angulo libre (α_o).
- Paso (P) entre dos espiras útiles consecutivas (si no están en contacto en la posición libre).
- Longitudes (o dimensiones en general) de los brazos (*L*1, *L*2, etc.).

En la tabla explicativa del dibujo del muelle deben figurar:

- Número de espiras totales (No).
- Número de espiras útiles (N).
- Sentido de la hélice.
- Material del muelle.
- Si se trata de un muelle pretorsionado (fuera de su posición libre) debe indicarse el ángulo de torsión.

18.17.4. Otros tipos de muelle

Además de todos los tipos mostrados hasta aquí, es frecuente encontrar en el campo industrial muelles de espiral (figura 18.83), usados por ejemplo en relojería, y resortes de láminas o ballestas (figura 18.84), muy utilizados para suspensiones en distintos vehículos.

Los resortes de espiral son resortes de torsión donde el espacio radial disponible no es muy crítico, pero sí lo es en cambio el espacio axial. Se establece para estos resortes una serie de símbolos convencionales.

18.18. Grapillas y abrazaderas

Este tipo de unión es especialmente útil para la sujeción de piezas pequeñas y cargas ligeras, reduciendo así costes de montaje (figura 18.85).

En general, se basan en la elasticidad de los materiales con que están fabricadas. Pueden ser metálicas o de plástico. Cuando son metálicas se las llama *resortes de abrazadera*. Normalmente requieren un canto o un agujero y utilizan la forma del resorte para la retención de las piezas (figura 18.86).

Estas abrazaderas también pueden ser de cable y alambre. Se utilizan por ejemplo en embalajes para retener piezas dentro de su caja.

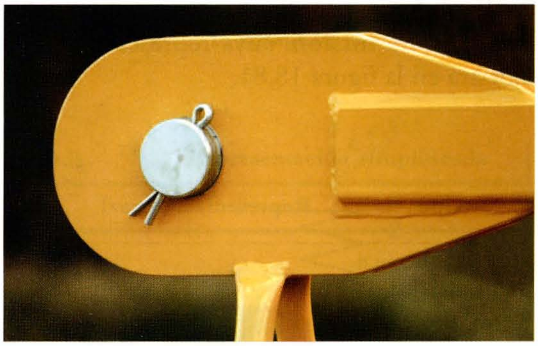


Figura 18.85. Abrazadera.

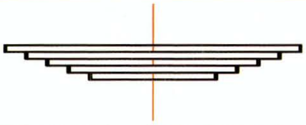
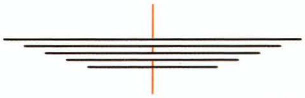
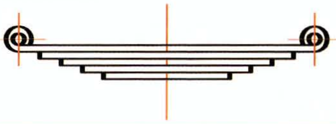
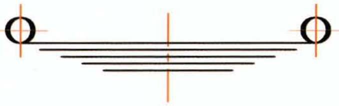
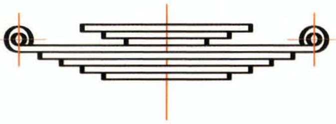
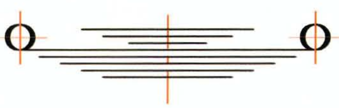
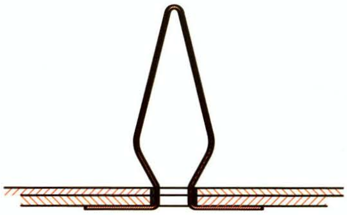
Tipo	Representación real	Representación en alzado	Representación simplificada
Resorte de láminas sin ojos			
Resorte de láminas con ojos			
Resorte de láminas con ojos y resorte auxiliar superior			

Figura 18.84. Ballestas.

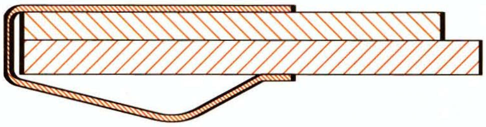
También es frecuente incluir en piezas más complejas terminaciones, o bien insertadas, o del mismo material, que permiten su sujeción con otras piezas por medio de pestañas para facilitar el montaje o desmontaje de las mismas.

A)



B)

C)



D)

FIGURA 18.86. DIFERENTES USOS DE ESTAS ABRAZADERAS.

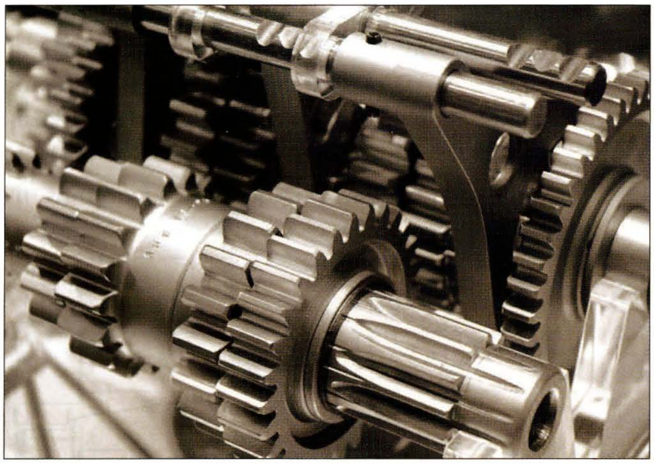
18.19. NORMATIVA

Además de las normas DIN ya mencionadas son de interés las siguientes normas:

Norma	Título
UNE-EN ISO 6410-1:93	Dibujos técnicos. Roscas y piezas roscadas. Parte 1: Convenios generales.
UNE-EN ISO 6410-2:96	Dibujos técnicos. Roscas y piezas roscadas. Parte 2: Insertos roscados.
UNE-EN ISO 2162-1:97	Documentación técnica de productos. Resortes. Parte 1: Representación simplificada.
DIN 2095 y 2096	Resortes de compresión.
DIN 2097	Resortes de tracción.
DIN 2088	Resortes de torsión.
UNE-EN ISO 6410: 1996	Dibujos técnicos. Roscas y piezas roscadas. Parte 1: Convenios generales. Parte 2: Insertos roscados. Parte 3: Representación simplificada.
UNE 17 001 63 2R	Roscas. Definiciones.
UNE 17 006 61 1R	Tornillos con rosca cortante. Denominaciones.
	Representación gráfica.
UNE-EN ISO 1478:1995	Rosca autorroscante.
UNE-EN ISO 1481:1995	Tornillos autorroscantes con cabeza cilíndrica, redondeada y ranurada.

Norma	Título
UNE 17 010 57	Tornillos de rosca cortante con cabeza bombeada.
UNE 17 011 57	Tornillos de rosca cortante con cabeza semiesférica.
UNE-EN ISO 1479:1995	Tornillos autorroscantes con cabeza hexagonal.
UNE-EN ISO 1482:1995	Tornillos autorroscantes con cabeza avellanada y ranurada.
UNE 17 017 57	Tornillos de rosca cortante con cabeza avellanada y bombeada.
UNE-EN ISO 7049:1995	Tornillos autorroscantes con cabeza redondeada y hueco cruciforme.
UNE-EN ISO 7051:1995	Tornillos autorroscantes con cabeza avellanada, abombada y hueco cruciforme.
UNE 17 020 57	Tornillos de rosca cortante. Diámetro del agujero.
UNE 17 021 58	Tornillos con cabeza de martillo.
UNE-EN 20225:1992	Elementos de fijación. Pernos, tornillos, bulones y tuercas. Símbolos y designación de las dimensiones.
UNE 17 051 78	Tornillos y espárragos. Longitudes nominales y longitudes roscadas.
UNE 17 052 78 2R	Entrecaras, altura de cabeza y altura de tuerca.
UNE-EN ISO 4762:1998	Tornillo de cabeza hueca hexagonal.
UNE-EN ISO 20273:1992	Elementos de fijación. Agujeros de paso para pernos y tornillos.
UNE-EN ISO 1234:1998	Pasadores de aleta.
UNE-EN 22339	Pasadores cónicos de posicionamiento no endurecidos.
UNE-EN ISO 2338:1998	Pasadores cilíndricos, de acero no templado y acero inoxidable austenítico.
UNE-EN 28738:1993	Arandelas planas para ejes de articulación. Producto de clase *a*.
UNE 17 073 65	Espacio libre para las llaves planas.
UNE 17 074 65	Espacio libre para las llaves de tubos.
UNE 17 076 69	Extremo de los tornillos. Medidas métricas.
UNE 17 077 80 1R	Tornillos y espárragos. Salidas de rosca.
UNE 17 078 65	Arandelas elásticas de retención para ejes.
UNE 17 080 66	Espárragos de rosca métrica. Representación gráfica y denominaciones.
UNE 17 081 66	Espárragos con extremo empotrado corto. Rosca métrica. Serie *A*.
UNE 17 082 66	Espárragos con extremo empotrado corto. Rosca métrica. Serie *A* en el extremo empotrado y serie *B* en el vástago.
UNE 17 083 66	Espárragos con extremo empotrado medio. Rosca métrica. Serie *A*.
UNE 17 084 66	Espárragos con extremo empotrado medio. Rosca métrica. Serie *A* en el extremo empotrado y serie *B* en el vástago.
UNE 17 085 66	Espárragos con extremo empotrado largo. Rosca métrica. Serie *A*.
UNE 17 086 66	Espárragos con extremo empotrado largo. Rosca métrica. Serie *A* en el extremo empotrado y serie *B* en el vástago.
UNE 17 087 79 1R	Radio de acuerdo entre la cabeza y el vástago del tornillo.
UNE-EN ISO 1207:1995	Tornillos de cabeza cilíndrica ranurada. Producto de clase *A*.
UNE-EN ISO 1580	Tornillos de cabeza cilíndrica, redondeada y ranurada. Producto de clase *a*.
UNE-EN 27434:1993	Tornillos de cabeza perdida con punta cónica.
UNE-EN 24766:1993	Tornillos de cabeza perdida con punta plana.
UNE 17 092 71	Pitón roscado con ranura y extremo de tetón largo. Rosca métrica.
UNE 17 094 67	Tirafondos con cabeza hexagonal.

Norma	Título
UNE 17 097 76	Tornillos de cabeza avellanada, plana, ranurada.
UNE-EN ISO 2010:1995	Tornillos de cabeza avellanada, abombada y ranurada. Producto de clase *a*.
UNE-EN ISO 4757:1995	Huecos cruciformes para tornillos.
UNE 17 108 81	Tornillos y tuercas de acero. Momentos de apriete.
UNE 17701:2002	Rosca métrica ISO para usos generales. Perfil básico.
UNE 17702:2002	Rosca métrica ISO para usos generales. Serie general de diámetros y pasos.
UNE 17703:2004	Rosca métrica ISO. Selección de diámetros y pasos para tornillería. Diámetros de 1 a 39 mm.
UNE 17704:2002	Rosca métrica ISO para usos generales. Medidas básicas.
UNE 17 707 78 1R	Rosca métrica ISO para usos generales. Tolerancias. Principios y datos básicos.
UNE 17 708 78 2R	Rosca métrica ISO para usos generales. Tolerancias. Límites de dimensiones para roscas de tornillos y tuercas comerciales. Calidad media.
UNE 17 709 78 1R	Rosca métrica ISO para usos generales. Tolerancias. Diferencias para perfiles de roscas.
UNE 17 710 78	Rosca métrica ISO. Verificación por calibres.
UNE-EN ISO 898-1:2000	Características mecánicas de los elementos de fijación fabricados de aceros al carbono y de aceros aleados. Parte 1: Pernos, tornillos y bulones.
DIN 103 h1 a h4	Rosca trapecial métrica ISO.
DIN 3858	Rosca de tubo Whitworth; rosca interior cilíndrica y exterior cónica para uniones roscadas de tubo.



19

Ejes y árboles. Embragues y acoplamientos

Introducción

El movimiento rotativo es probablemente el más habitual en las máquinas. La razón es muy sencilla, ya que en este movimiento la trayectoria que se sigue es limitada y reducida, ocupando relativamente poco espacio.

Por otro lado, la mayor parte de los sistemas generadores de movimiento, los motores, producen movimiento de giro.

En este tipo de máquinas existen determinados elementos que giran y transmiten el movimiento al resto de las piezas. Son los que se denominan genéricamente ejes y árboles. En este capítulo se va a tratar de este tipo de elementos así como los sistemas que se utilizan para transmitir movimiento de giro.

En la primera parte se introduce el concepto de ejes y árboles y se presentan algunos ejemplos. Se indican los aspectos fundamentales que afectan a la normalización de los mismos y que hacen referencia a la forma y dimensiones de sus extremos.

Seguidamente se describen los distintos elementos que se utilizan para transmitir movimiento de giro.

En primer lugar se presentan las chavetas y lengüetas, que son elementos que se intercalan entre ejes o árboles y ruedas para hacer que éstos giren solidariamente. Se indican los distintos tipos, su utilización, su representación y las series de dimensiones normalizadas que se utilizan.

Se continúa con los ejes estriados, acanalados o nervados. Éstos corresponden a ranurados longitudinales construidos sobre árboles y ruedas para hacer que, mediante su acoplamiento, giren solidarias.

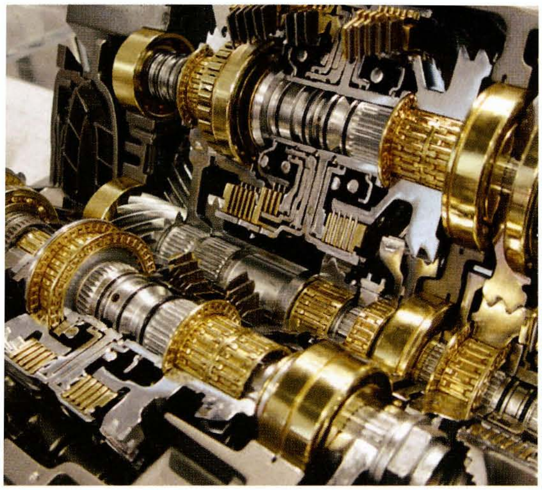
Se introducen algunos de los mecanismos que se utilizan para convertir movimiento de giro en desplazamiento o a la inversa. Se describen así los mecanismos biela-manivela y las levas como ejemplos más característicos.

Por último se introducen distintos mecanismos que permiten transmitir giro entre varios elementos independientes. Son diversos: los trinquetes, que permiten el giro relativo de los elementos que unen en un sentido pero lo impiden en sentido contrario; los acoplamientos, tales como acoplamientos elásticos, juntas universales, etc., que transmiten siempre el movimiento de giro; los embragues, que permiten transmitir el giro siempre que el par que se transmite no supere determinado valor, en cuyo caso comienzan a deslizar un elemento giratorio respecto al otro; y para terminar, los frenos, que permiten reducir cuando se aplica la velocidad de giro.

19.1. Ejes y árboles

Existen dos términos que se confunden frecuentemente y que están relacionados con los elementos asociados al movimiento de giro. Son los términos *eje* y *árbol* (figura 19.1).

A)



B)

Figura 19.1. *A)* Eje y *B)* árboles.

El *eje* es el elemento fijo, inmóvil, que soporta a otros elementos que giran alrededor de él. En la figura 19.1A, el gancho de grúa tiene un eje horizontal fijo que soporta todo el peso del gancho y de la carga, además del resto de elementos que se apoyan en él.

Árbol es el elemento giratorio que transmite el movimiento de giro. En el reductor de la figura 19.1B, el eje de entrada transmite el movimiento de giro a las ruedas dentadas moviendo los ejes que las soportan.

Los ejes están apoyados en los extremos (figura 19.2), en dos elementos cilíndricos llamados *gorrones* o *pivotes*.

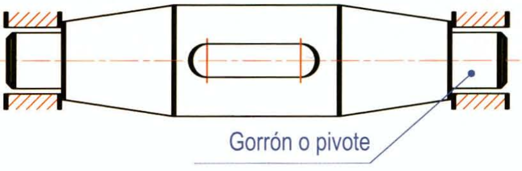


Figura 19.2. Extremos de un eje. Gorrones o pivotes.

Determinados ejes de pequeña longitud y completamente cilíndricos (figura 19.3), huecos o macizos, reciben el nombre de *bulones*.

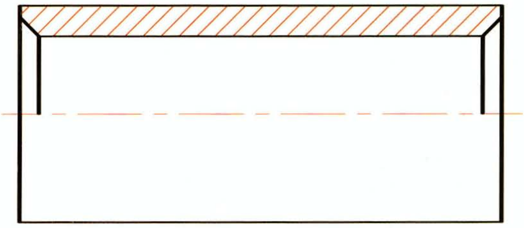


Figura 19.3. Bulón.

19.2. Dimensiones y formas de ejes y árboles

La mayoría de los ejes y árboles son elementos de revolución, o si no lo son completamente, sí lo son los extremos o apoyos sobre los que se produce el giro.

Las zonas de revolución de los ejes y árboles donde apoyan otros elementos, entre los que se produce el giro relativo, están normalizadas. Es en estas zonas donde generalmente van montados los rodamientos o cojinetes antifricción para permitir el giro relativo entre los dos elementos.

Las formas normalizadas para los extremos de los ejes pueden ser cilíndricas o cónicas.

En la figura 19.4 aparecen representadas las dimensiones principales que afectan a la designación de los extremos de ejes cilíndricos.

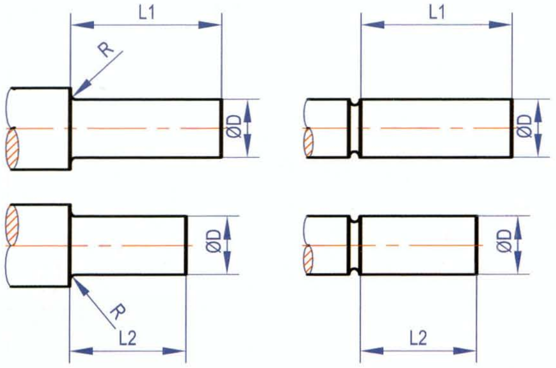


FIGURA 19.4. EXTREMOS DE EJES CILÍNDRICOS.

Estas series de dimensiones aparecen reflejadas en la norma DIN 748. La cota L_1 corresponde a la serie larga, y la cota L_2 a la serie corta. Los extremos de los ejes se designan de la siguiente forma:

Extremo de eje $\varnothing D \times L_1$ DIN 748

Por ejemplo, un extremo de eje de diámetro 300, tolerancia *m6* y longitud 470 se designaría como: extremo de eje Ø300 × 470 DIN 748.

La designación de los extremos de ejes se pone con una línea de referencia sobre el plano de despiece del eje o árbol. En la figura 19.5 se muestra un ejemplo acotado de un eje.

En la figura 19.6 aparecen las dimensiones principales que afectan a la designación de los extremos de ejes cónicos.

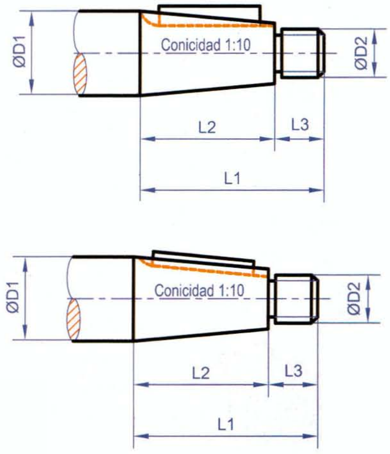


FIGURA 19.6. EXTREMOS DE EJES CÓNICOS.

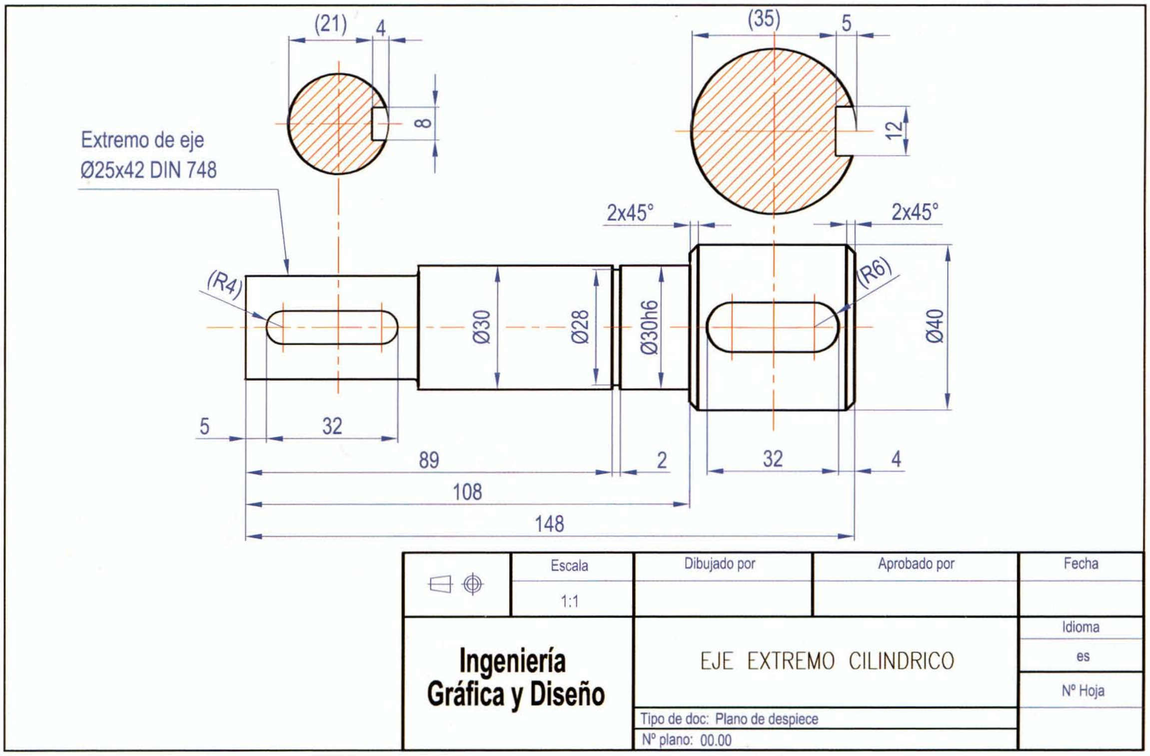


FIGURA 19.5. EJEMPLO ACOTADO DE UNA PIEZA CON EXTREMO DE EJE CILÍNDRICO.

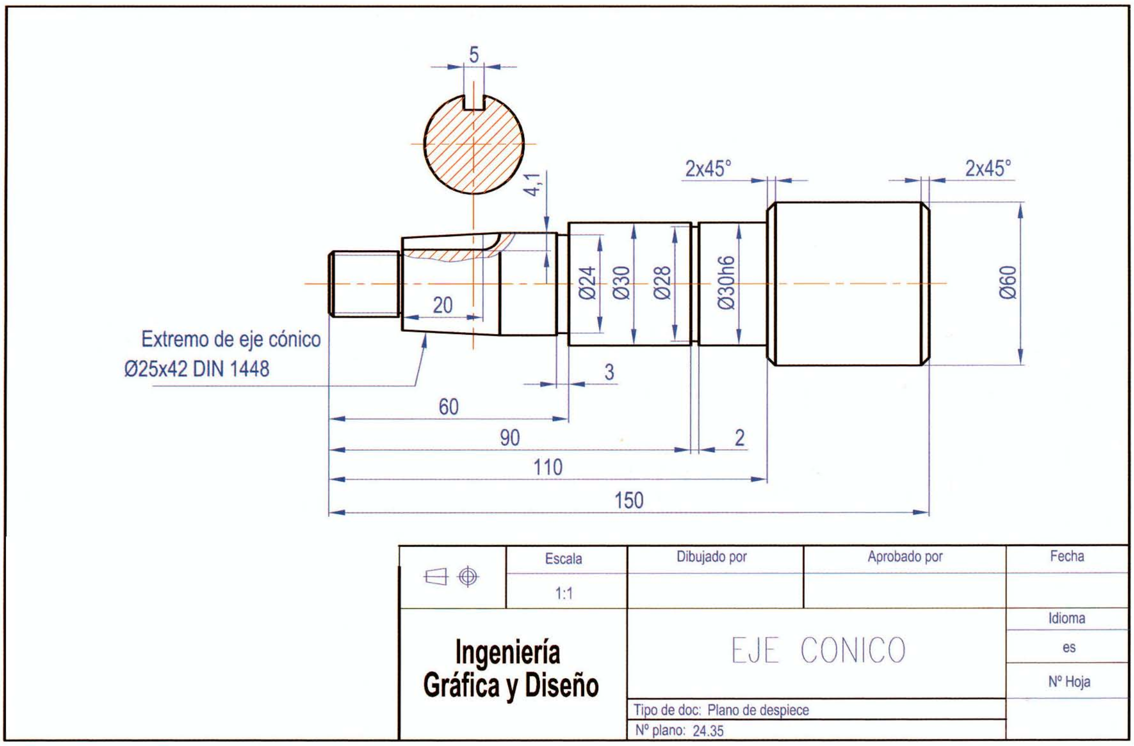


FIGURA 19.7. EJEMPLO ACOTADO DE UNA PIEZA CON EXTREMO DE EJE CÓNICO.

Estas series de dimensiones están especificadas en la norma DIN 1448. Los extremos de los ejes se designan como:

$$\textit{Extremo de eje } \varnothing D \times L_1 \textit{ DIN 1448}$$

Por ejemplo, un extremo de eje de diámetro 200 y longitud 350 se designaría como: extremo de eje Ø200 × 350 DIN 1448.

La designación de los extremos de ejes se coloca con una línea de referencia sobre el plano de despiece del eje o árbol. En la figura 19.7 se ofrece un ejemplo acotado de un eje.

19.3. CHAVETAS Y ACANALADURAS

Las chavetas y las acanaladuras permiten el giro solidario entre dos elementos, como por ejemplo un eje y una rueda dentada o una polea, de forma que la unión entre ambos elementos sea fácilmente desmontable. Este tipo de uniones se basa en la interposición de unas superficies de contacto que impiden el giro relativo entre dos elementos cilíndricos, uno macho, el *eje,* y otro hembra, la *rueda*. La parte de la rueda que va montada sobre el eje, que sirve de apoyo a la parte exterior de la misma (denominada *llanta*), y sobre la que va alojada la chaveta, se denomina *cubo.*

Las *chavetas* son unos elementos de forma más o menos prismática, que se intercalan entre la rueda y el eje para impedir el giro relativo entre ambos (figura 19.8).

FIGURA 19.8. UNIONES ENCHAVETADAS.

Las *acanaladuras,* denominadas también *nervados* o *estriados* (figura 19.9), son unas construcciones en forma de ranuras colocadas sobre el eje y sobre el agujero de la rueda que permiten enfrentar caras planas entre los dos elementos e impedir el giro relativo entre ambos.

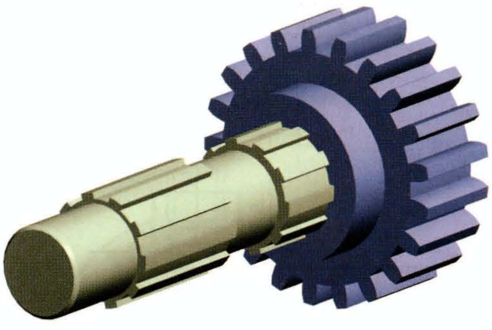


FIGURA 19.9. ACANALADURAS.

19.3.1. CHAVETAS LONGITUDINALES

Las *chavetas longitudinales* son unos elementos de forma aproximadamente prismática que se intercalan entre las dos piezas que se van a inmovilizar, paralelamente al eje de ambas, consiguiendo una unión perfecta respecto a la rotación entre ambas.

Las chavetas se colocarán entre los dos elementos que se quiere unir. Para ello se mecaniza una ranura sobre el eje y otra sobre el agujero del cubo. En el hueco dejado por estas ranuras se alojará la chaveta. Las ranuras sobre el eje y el agujero se mecanizan mediante fresados y brochados, respectivamente, y la forma de este fresado depende de la forma de la chaveta (pasantes en las ruedas o en las poleas).

Las dimensiones de cada tipo de chaveta y de las ranuras de alojamiento correspondientes están normalizadas y se determinan según normas DIN, para una calidad de material dado, en función del diámetro nominal del acoplamiento al que afectan.

19.3.2. ENCHAVETADOS FORZADOS

Los enchavetados forzados logran la unión entre las piezas por el acuñamiento de las caras de la chaveta contra sus asientos sobre el eje y el cubo, respectivamente. Este tipo de chaveta tiene forma de cuña (con inclinación 1:100), y recibe el nombre de *chaveta inclinada.* Las chavetas inclinadas logran una unión perfecta entre las dos piezas, tanto respecto a rotación como a traslación. Sin embargo, pueden presentar el problema de originar ligeros descentramientos entre el eje y el cubo. Existen dos tipos: chavetas sin cabeza y chavetas con cabeza.

Chavetas sin cabeza

En los enchavetados forzados con *chaveta sin cabeza,* el montaje se efectúa mediante el acuñamiento de ésta, ejerciendo presión sobre el eje y el cubo. Existen dos tipos, según tengan los extremos forma redonda (tipo *A,* figura 19.10) o forma plana (tipo *B,* figura 19.11).

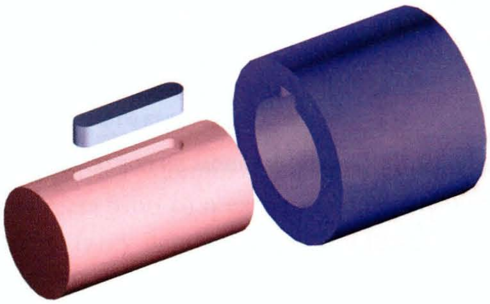


FIGURA 19.10. CHAVETAS SIN CABEZA DE TIPO *A*.

FIGURA 19.11. CHAVETAS SIN CABEZA DE TIPO *B*.

La norma DIN 6886 especifica las dimensiones normalizadas que se usan para este tipo de chavetas y sus alojamientos (ranura sobre el eje y sobre el cubo de la rueda). Estas dimensiones aparecen representadas en la figura 19.12. Se designan como:

Chaveta "Tipo" $b \times h \times L$ *DIN 6886*

Ejemplo:

Chaveta A 20 × 12 × 125 DIN 6886

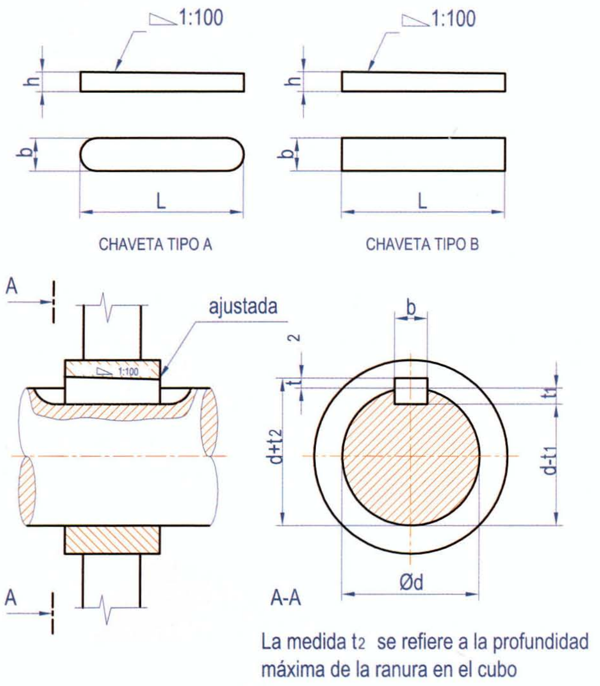


FIGURA 19.12. CHAVETAS INCLINADAS SIN CABEZA.

Chavetas con cabeza

En los enchavetados forzados con *chaveta con cabeza* (figura 19.13), el montaje se efectúa ejerciendo presión sobre la cabeza, debido a lo cual se produce el acuñamiento.

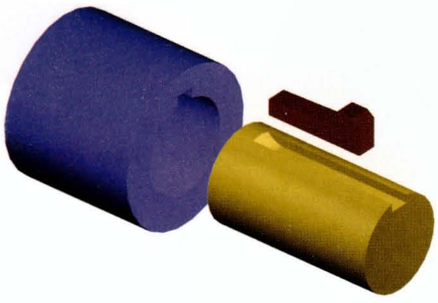


FIGURA 19.13. CHAVETA INCLINADA CON CABEZA.

Sus dimensiones se reflejan en la norma DIN 6887, y aparecen representadas en la figura 19.14. Se designan como:

Chaveta con cabeza $b \times h \times L$ *DIN 6887*

Ejemplo:

Chaveta con cabeza 18 × 11 × 125 DIN 6887

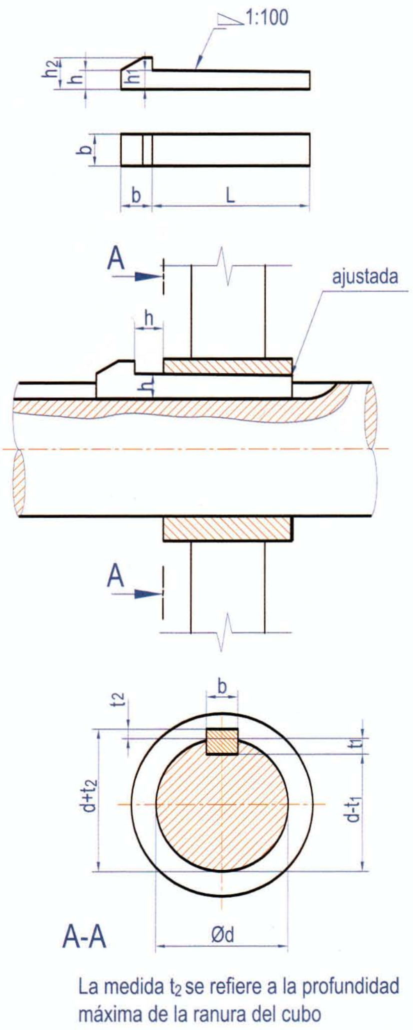


FIGURA 19.14. CHAVETAS INCLINADAS CON CABEZA.

19.3.3. ENCHAVETADOS LIBRES

Los enchavetados libres impiden la rotación relativa entre los cuerpos que unen, pero permiten la traslación. No se recomiendan para acoplamientos precisos, movimientos circulares alternativos o choques, ya que existe un juego entre la ranura del cubo y la chaveta.

Lengüetas

Las *lengüetas* (figura 19.15) son chavetas con las caras paralelas, por lo que no producen un

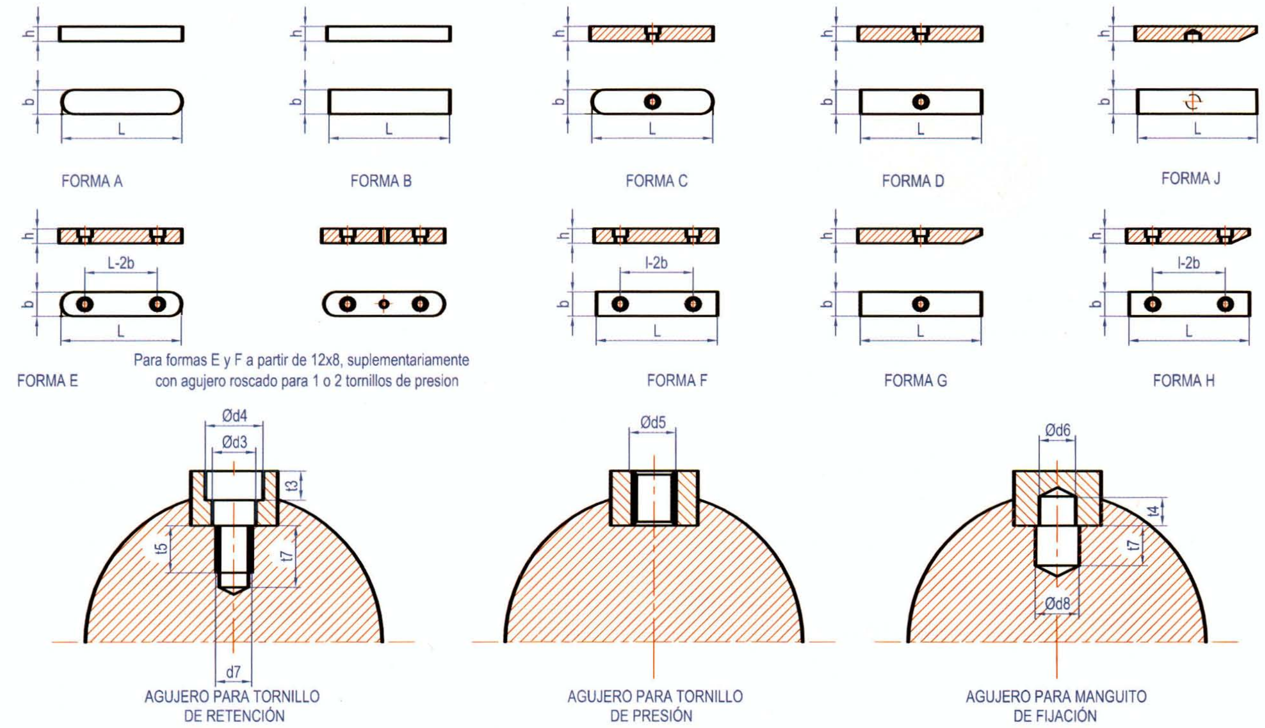


FIGURA 19.15. LENGÜETAS DE AJUSTE.

efecto de cuña en la unión, permitiendo un desplazamiento longitudinal en la dirección del eje. Se emplean para enchavetados cortos (longitud ligeramente superior al diámetro del eje $L < 1,5d$).

Los extremos de las lengüetas pueden ser planos o redondos. El alojamiento para lengüetas de extremos rectos es de fácil ejecución (con una fresa de disco), pero tiene el inconveniente de ser largo y no retener la lengüeta tan bien como los alojamientos con extremos redondos. El ajuste de la lengüeta con el eje es "con apriete", y el de la lengüeta con el agujero es "deslizante justo".

Estas lengüetas también pueden fijarse al eje mediante tornillos en el caso de chaveteros largos ($d < L < 2,5d$) y especialmente si se produce un cierto deslizamiento longitudinal entre el cubo y el eje. Para secciones de lengüeta superiores a 12 × 8, en el caso de usarse dos tornillos de retención se deben utilizar uno o dos tornillos de presión.

La norma DIN 6885 indica las dimensiones normalizadas que se usan para las lengüetas de ajuste y sus alojamientos. Existen varios tipos, según tengan los extremos forma redonda (tipo *A*), forma recta (tipo *B*) o extremo con chaflán (tipos *G* y *H*), y dependiendo de si pueden disponer (tipos *C*, *D*, *E*, *F*, *G* y *H*) o no (tipos *A* y *B*) de tornillos de fijación al eje.

Se designan como:

Lengüeta "Tipo" b × h × L DIN 6885

Ejemplo:

Lengüeta A 12 × 8 × 56 DIN 6885

19.3.4. LENGÜETAS REDONDAS

Se utilizan en ejes de pequeño diámetro cuando el esfuerzo que se va a transmitir es bajo (el eje queda muy debilitado por el chavetero).

La norma DIN 6888 indica las dimensiones normalizadas que se usan para las lengüetas redondas y sus alojamientos (figura 19.16).

Se designan como:

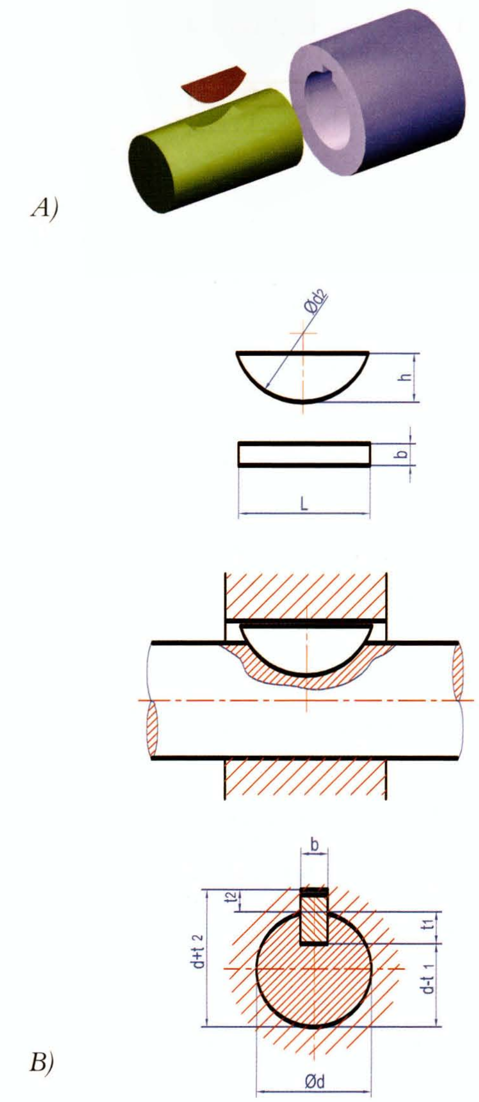


FIGURA 19.16. LENGÜETAS REDONDAS.

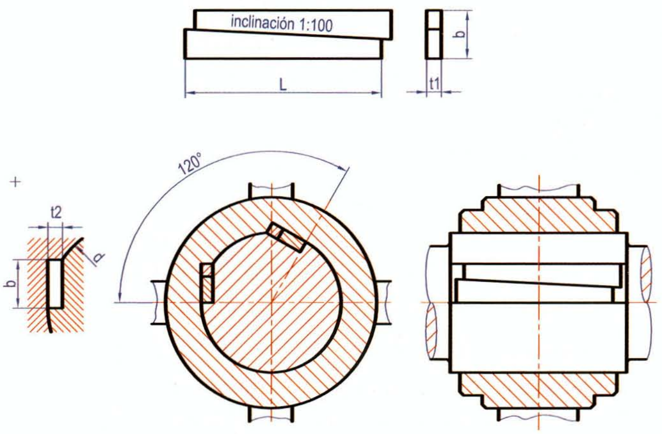


FIGURA 19.17. CHAVETAS TANGENCIALES.

Lengüeta redonda b × h DIN 6888

Ejemplo:

Lengüeta redonda 8 × 11 DIN 6888

19.3.5. CHAVETAS TANGENCIALES

Las chavetas pueden disponerse también tangencialmente a la superficie de contacto; en este caso, se denominan *chavetas tangenciales* (figura 19.17). Sus dimensiones aparecen en la norma DIN 268. Estas chavetas hacen solidaria la traslación y rotación entre las dos piezas. Se montan siempre como dos pares, en sentido contrapuesto (unas transmiten el giro en un sentido y las otras en el otro). Los pares de chavetas tangenciales suelen disponerse formando un ángulo de 120°, aunque si existen dificultades de montaje pueden disponerse también a 180°.

Se designan como:

Chaveta tangencial $b \times t_1 \times L$ *DIN 268*

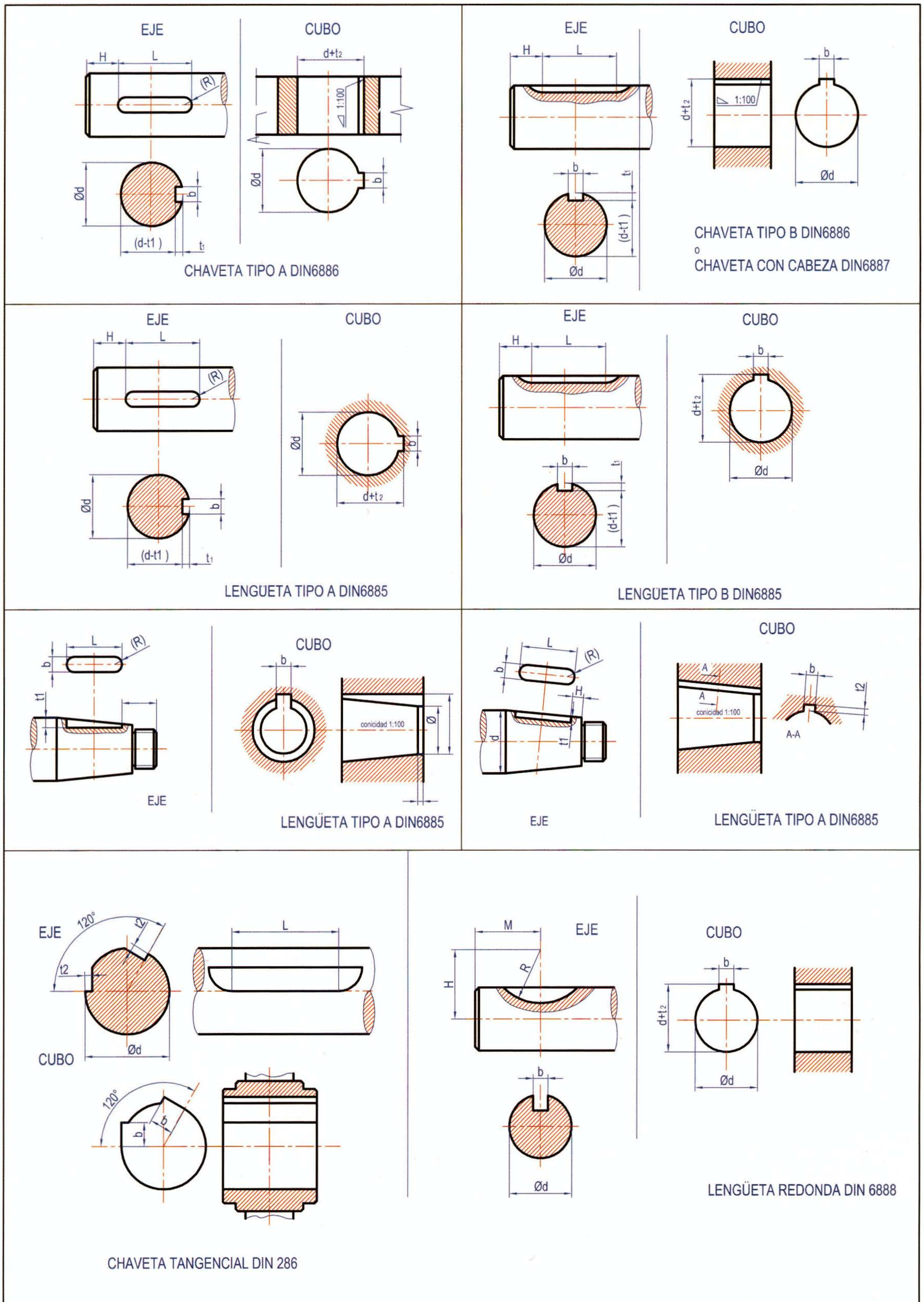
Ejemplo:

Chaveta tangencial 60 × 20 × 250 DIN 268

La longitud *L* depende de la construcción del conjunto correspondiente, y debe indicarse en la designación de la chaveta. Se recomienda elegir una longitud que sea aproximadamente superior en un 10% o un 15% a la longitud del cubo.

19.3.6. REPRESENTACIÓN EN PLANOS Y ACOTACIÓN DE CHAVETAS, LENGÜETAS Y RANURAS

Las dimensiones y tipos de las chavetas y lengüetas, como elementos normalizados que son, se indican en un plano mediante su designación en la casilla correspondiente de la lista de piezas, en el cuadro de rotulación del plano de conjunto. Por este motivo, no necesitan plano de despiece, ya que su designación las identifica y define completamente.



ACOTACION DE RANURAS EN EJES Y CHAVETEROS (extracto de la NORMA DIN 406)

FIGURA 19.18. REPRESENTACIÓN EN PLANOS DE RANURAS SOBRE EJES Y RUEDAS.

No obstante, sí es preciso definir, y por lo tanto representar y acotar, las ranuras que hay que hacer en el eje y en la rueda que unen estos elementos. Tal definición debe ser completa e inequívoca, dado que se trata de una construcción que se va a realizar sobre dos piezas, eje y rueda, las cuales deben fabricarse a partir de unos planos constructivos debidamente realizados y definidos. En la figura 19.18 aparecen representadas las vistas necesarias para definir las ranuras sobre el eje y la rueda para chavetas de extremos redondos y para chavetas de extremos planos.

Las ranuras sobre el eje se realizan siempre con fresados: fresado vertical para las de extremos redondos y fresado horizontal para las de extremos planos y lengüetas de disco. Las dimensiones que se consignan son, además del diámetro del agujero d para el eje y la rueda, la anchura b, la profundidad t_1 (cota de fabricación) en el eje (y opcionalmente la cota entre paréntesis $(d\text{-}t_1)$ como cota de comprobación), $d+t_2$ en la rueda, la longitud de la chaveta L para chavetas de extremos redondos (nótese que se debe especificar la longitud total L de la ranura, que coincide con la longitud de la chaveta, que es una *cota funcional*, y no se especifica la longitud $L\text{-}d$, que sería la distancia entre centros de la ranura y por lo tanto la cota de fabricación), la longitud de la chaveta L en las de extremos planos, y la cota de situación H de la ranura sobre el eje. Por motivos constructivos y de montaje, las ranuras del alojamiento de las chavetas sobre las ruedas son siempre pasantes.

No es preciso especificar el radio de la fresa que se va a utilizar para las ranuras en los ejes con chavetas de extremos planos, si no se considera estrictamente necesario determinar uno. A modo de orientación, se recomienda utilizar los valores de la tabla 19.1.

Para diámetro de eje d (mm)	**Diámetro mínimo de fresa S (mm)**
10 a 30	65
30 a 60	75
60 a 100	85
Más de 100	90

TABLA 19.1. *Radio de la fresa utilizada para las ranuras.*

Las chavetas que están montadas sobre ejes cónicos pueden estar situadas en dirección paralela al eje del cono o paralela a la generatriz, según se puede ver en la figura 19.18. En cualquier caso, el diámetro que se considerará a la hora de elegir las dimensiones normalizadas de la chaveta es el que corresponde al mayor diámetro del tronco de cono. Las vistas necesarias y las cotas que se deben reflejar en cada caso se muestran en la figura 19.18.

19.4. EJES ACANALADOS O EJES NERVADOS

Los ejes acanalados o ejes nervados se utilizan cuando la potencia que se va a transmitir es importante (y no basta con una chaveta). Los ejes acanalados resultan de realizar unas ranuras sobre el eje, dando lugar a unos nervios que realizan la misma función que las chavetas. Es una solución de fabricación más cara que las uniones enchavetadas, pero, por contra, permite una transmisión mayor de potencia. Los flancos de los nervios pueden tener distintas formas (figura 19.19).

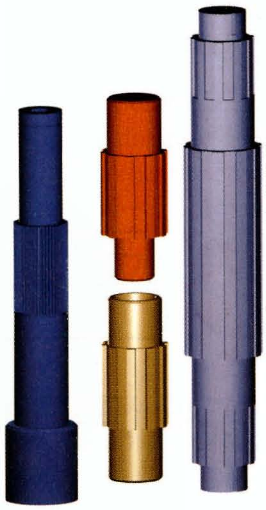


FIGURA 19.19. EJES NERVADOS.

19.4.1. RANURADOS DE FLANCOS RECTOS

Son aptos para transmitir grandes pares de fuerzas. Sin embargo, no son aptos para grandes velocidades de rotación.

Sus dimensiones vienen definidas según la norma ISO 14. Su forma de designación es la siguiente (figura 19.20):

$$n.^{o}\ nervios \times d_1 \times d_2\ ISO\ 14$$

o

$$ISO\ 14 - n.^{o}\ nervios \times d_1 \times d_2$$

Ejemplos:

6 × 28 × 32 ISO 14

ISO 14 – 6 × 28 × 32

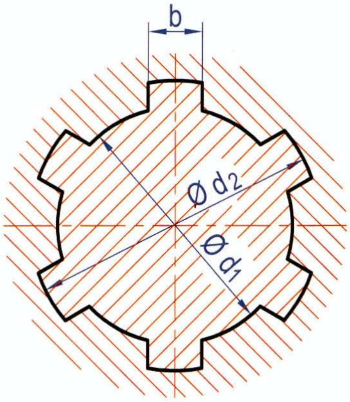


FIGURA 19.20. EJES NERVADOS DE FLANCOS RECTOS.

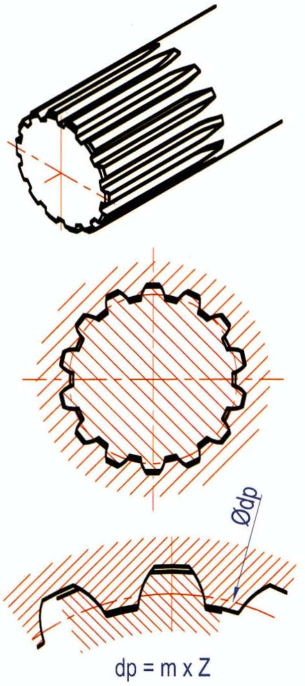


FIGURA 19.21. EJES NERVADOS CON FLANCOS DE EVOLVENTE.

19.4.2. RANURADOS CON FLANCOS DE EVOLVENTE

Permiten grandes velocidades de rotación y muy buen centraje. Se proyectan y fabrican con las mismas técnicas que el dentado de engranajes.

Sus dimensiones vienen definidas según la norma ISO 4156. En la designación se deben incluir los siguientes parámetros (figura 19.21):

a)	Estriado interior Estriado exterior Acoplamiento estriado	= INT = EXT = INT/EXT	
b)	Número de dientes	= Z (precedido del número)	
c)	Módulo	= m (precedido del valor)	
d)	Ángulo de presión 30° fondo plano Ángulo de presión 30° radio de fondo Ángulo de presión 37,5° Ángulo de presión 45°		= 30 P = 30 R = 37,5 = 45
e)	Clases de tolerancia	= 4 – 5 – 6 – 7	
f)	Clase de ajuste estría interior Clase de ajuste estría exterior	= H = k – js – h – f – e – d	
g)	ISO 4156 o UNE 18 076		

Ejemplos:

Acoplamiento: INT/EXT 24Z × 2,5m × 30R × 5H/5f ISO 4156

Estriado interior: INT 24Z × 2,5m × 30R × 5H ISO 4156

Estriado exterior: EXT 24Z × 2,5m × 30R × 5f ISO 4156

19.4.3. RANURADOS CON DENTADO ENTALLADO

Un caso particular del dentado de evolvente es el dentado entallado. Su fabricación resulta más barata, pero permite menos variación de dimensiones.

Sus dimensiones vienen definidas según la norma DIN 5481. En la designación se utiliza la letra *A* cuando se refiere al perfil del cubo nervado, o la letra *B* cuando se refiere al perfil

del eje nervado (figura 19.22). Se designan como:

– *Perfil de cubo nervado A* $d_1 \times d_3$ *DIN 5481*

– *Perfil de eje nervado B* $d_1 \times d_3$ *DIN 5481*

Ejemplos:

– Perfil de cubo nervado A 12 × 14 DIN 5481

– Perfil de eje nervado B 12 × 14 DIN 5481

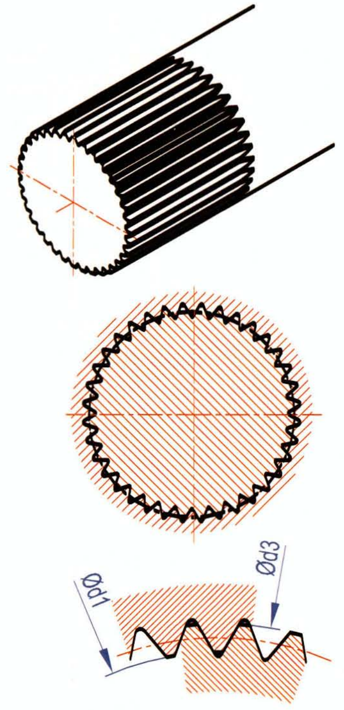


FIGURA 19.22. EJES NERVADOS CON DIENTES ENTALLADOS.

19.4.4. REPRESENTACIÓN Y ACOTACIÓN EN PLANOS DE ACANALADURAS

Las acanaladuras son una construcción normalizada que se realiza sobre un elemento determinado (un eje o una rueda). La designación normalizada de esta construcción indica y define la forma exacta que deben tener, y debe situarse sobre los planos constructivos del elemento sobre el que aparecen.

La acotación de las uniones ranuradas se realiza mediante una línea de referencia que toque al elemento correspondiente, que contiene un símbolo gráfico relativo al tipo de ranurado (figura 19.23) y la designación completa de la unión según la norma internacional pertinente.

Aunque puede utilizarse una representación real de este tipo de elementos, normalmente se usa una representación simplificada similar a la empleada para las roscas (figura 19.23).

La unión ranurada se representa como una unión maciza sin dientes, añadiendo una línea fina, que corresponde a la superficie de fondo del ranurado en el caso de ranuras de flancos rectos, o una línea de trazo y punto, que representa la superficie primitiva para los ranurados de evolvente y dentado entallado. Para ranurados de caras paralelas (de flancos rectos), en las vistas no cortadas la superficie de fondo se dibuja siempre y se dibuja con línea fina continua. En los ranurados de evolvente y dentado entallado sin seccionar puede dibujarse (aunque no es obligatorio) la superficie de fondo mediante una línea fina continua. En cortes axiales (que contengan al eje del ranurado), la superficie de fondo se dibuja con línea gruesa, y no se raya el nervio (se dibujan siempre los nervios abatidos al plano de corte).

La longitud útil del ranurado debe representarse siempre mediante una línea gruesa continua, y debe acotarse (salvo que esta longitud coincida con otra cota geométrica, como en el caso de los cubos, en los que el ranurado es pasante).

En la figura 19.23 aparecen ejemplos de representación acotada de estos elementos.

Si es preciso, puede representarse la salida de herramienta mediante una línea oblicua, similar a como se hace en las roscas o incluso con su forma real (figura 19.24A). Si hay que especificar la posición de las ranuras, pueden dibujarse una o varias ranuras, según se ve en la figura 19.24B. Si es necesario especificar la calidad superficial del ranurado o alguna tolerancia dimensional, puede realizarse como se indica en la figura 19.24C. En este último caso es conveniente dibujar la superficie de fondo del ranurado para clarificar que se trata de un ranurado completo.

Para dibujos de conjuntos, se aplican los mismos criterios vistos hasta ahora. En el caso de acoplamiento entre árbol y cubo, se aplica el mismo criterio que las uniones roscadas; es decir, el elemento macho (árbol) tapa al hembra (cubo) (figura 19.25). Si es necesario especificar el ranurado, se realizará como se indica en la figura 19.25.

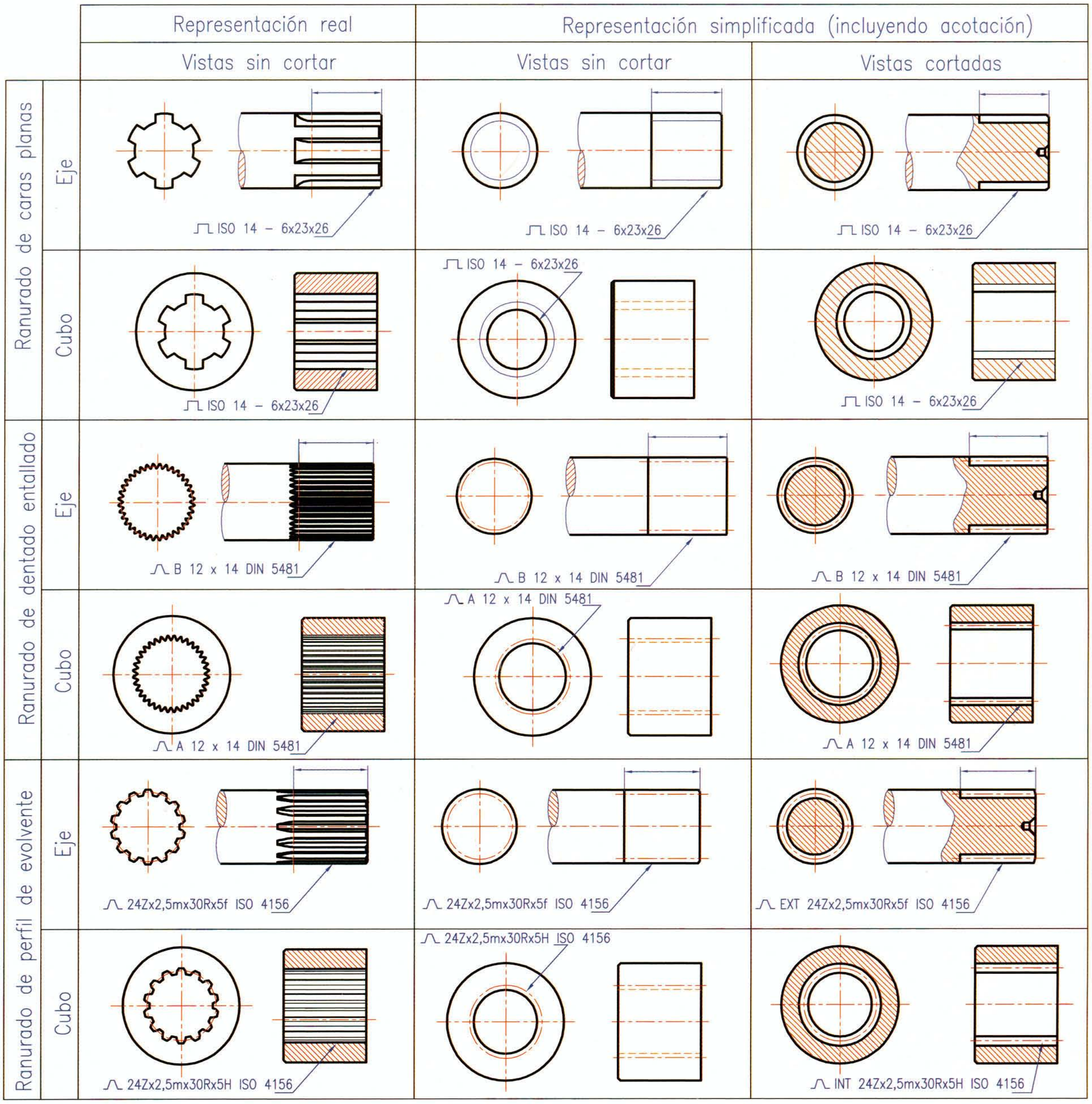


Figura 19.23. Representación en planos de acanaladuras.

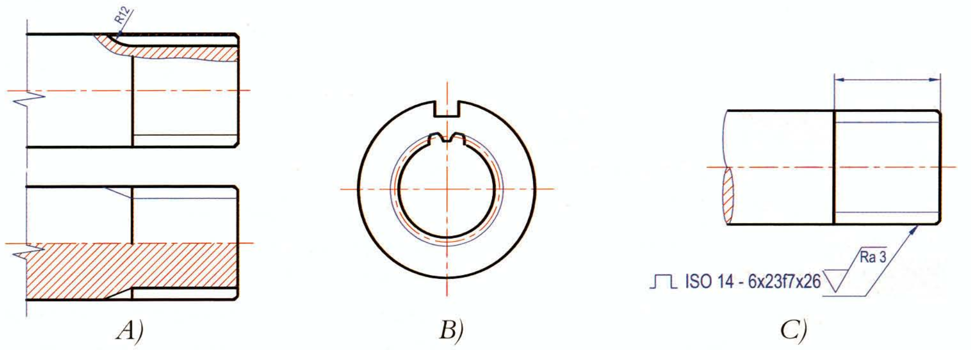


Figura 19.24. Representaciones especiales.

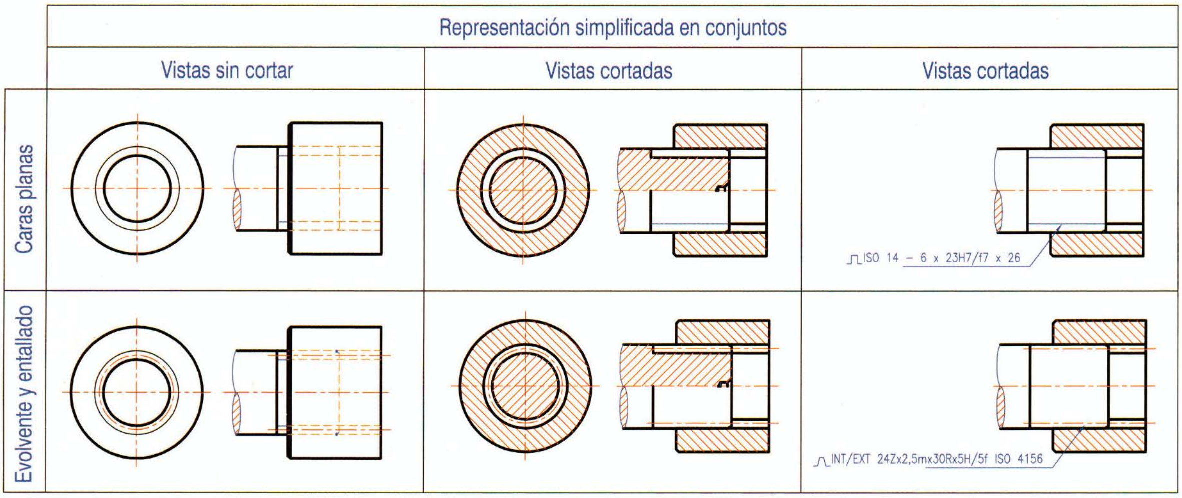


FIGURA 19.25. REPRESENTACIONES EN PLANOS DE CONJUNTO.

19.5. COJINETES ANTIFRICCIÓN

En los apoyos de los ejes y árboles se produce el giro relativo entre dos superficies: la superficie de apoyo de una carcasa y la superficie cilíndrica del extremo del eje (denominada *gorrón* o *pivote*). Para reducir el rozamiento entre estas dos superficies y evitar el fenómeno del gripado de la unión (microfusión del acero producida por el contacto y el rozamiento entre acero y acero), se debe lubricar la unión e intercalar entre las dos superficies, que giran una con respecto a la otra, un elemento adicional. Este elemento puede ser un *cojinete antifricción* (figura 19.26) o un *rodamiento*. Los rodamientos son un elemento muy común usado en máquinas rotativas, y a ellos se les dedica un capítulo entero más adelante.

FIGURA 19.26. MEDIOS COJINETES DE FRICCIÓN.

Los rodamientos, según su tipo, pueden soportar fuerzas axiales y radiales en el eje, mientras que los cojinetes sólo soportan cargas radiales. El espacio físico que ocupan los cojinetes es mucho más reducido que el de los rodamientos.

Los cojinetes antifricción (también llamados a veces *casquillos*) son un elemento cilíndrico, de forma tubular, que se intercala entre las dos superficies rozantes. Suelen ser de bronce, ya que entre el acero y el bronce, si se mantiene la lubricación, el riesgo de gripado es mucho menor. En máquinas más sofisticadas (como en los motores de vehículos de competicion) se emplean cojinetes de materiales cerámicos. Pueden ser de una sola pieza cilíndrica (figura 19.27), aunque muchas veces, por motivos constructivos, se deben montar como dos mitades (tal es el caso de los cojinetes del compresor de la figura 19.29, del motor de la figura 19.31, y de la figura 19.26, ya que, si no, no se pueden montar sobre el cigüeñal).

Normalmente se montan fijándolos a la pieza que coincide con su diámetro exterior, como en el caso de la biela en un motor. La fijación se hace, o bien con un ajuste con apriete, o bien con unas cuñas que impidan el giro relativo entre el cojinete y su alojamiento.

Si se fija el cojinete al diámetro exterior, el giro se producirá entre el diámetro interior del cojinete y la pieza que abraza. Esta zona debe estar siempre lubricada, manteniendo una película de aceite suficiente para el correcto funcionamiento de la unión. Por este motivo, los pivotes

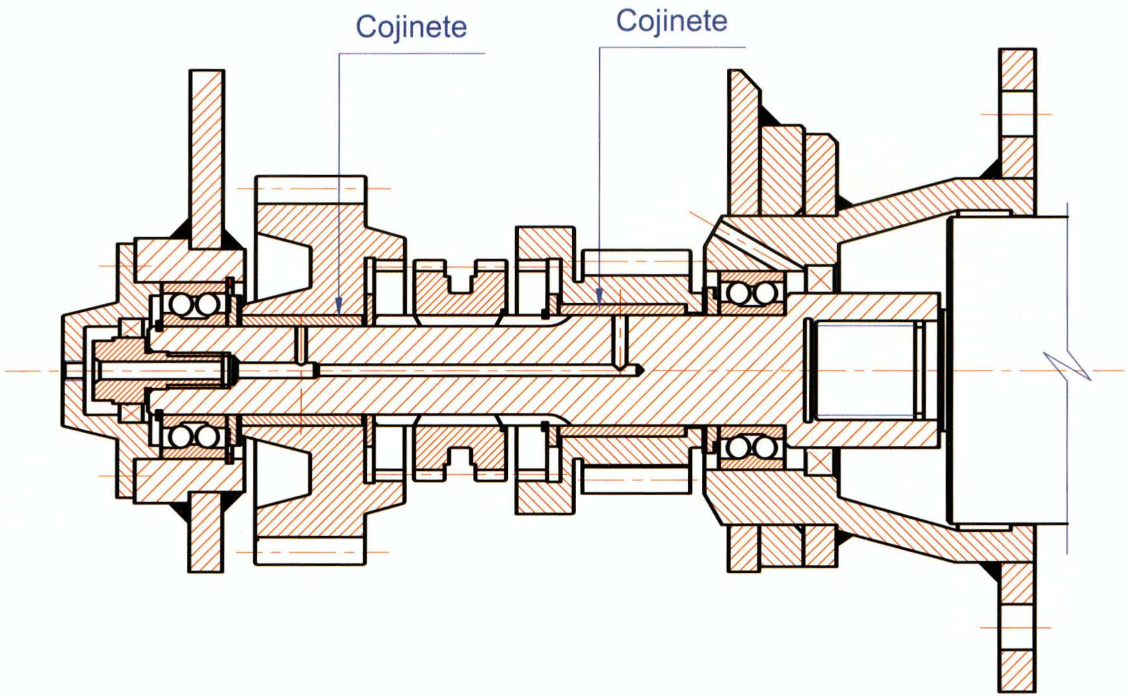


FIGURA 19.27. CAJA DE VELOCIDADES. USO DE COJINETES ANTIFRICCIÓN.

de los árboles donde abraza el cojinete tienen unos taladros para permitir la entrada del aceite de lubricación (figura 19.27).

19.6. TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO

Los árboles son los elementos encargados de transmitir el movimiento de giro. Este movimiento de giro puede arrastrar simplemente a otros elementos cilíndricos haciéndolos girar a su vez, como se puede ver en el reductor de la figura 19.1B, o puede transformarse en un movimiento rectilíneo mediante un mecanismo determinado (figura 19.28).

La transformación del movimiento circular en rectilíneo puede hacerse de varias formas, aunque las más habituales son el mecanismo de biela-manivela y las levas.

19.6.1. MECANISMO DE BIELA-MANIVELA

Es un mecanismo que consta fundamentalmente de dos piezas independientes y articuladas: la biela y la manivela. La *manivela* es una pieza giratoria en la que uno de sus extremos actúa como árbol de giro, mientras que el otro extremo tiene una muñequilla que describe una trayectoria circular. En la muñequilla se articula, por uno de sus extremos, un elemento denominado *biela*, cuyo otro extremo está guiado de forma que sólo puede describir una trayectoria rectilínea.

El giro de la manivela se convierte en un movimiento rectilíneo del extremo de la biela, o a la inversa (el movimiento rectilíneo del extremo de la biela se convierte en un giro de la manivela). Existen infinidad de aplicaciones de este mecanismo, pero tal vez las dos más claras son el compresor y el motor térmico (figuras 19.29 y 19.31).

FIGURA 19.28. EL MOVIMIENTO DE LAS MOTOCICLETAS SE CONSIGUE GRACIAS AL MECANISMO DE BIELA-MANIVELA.

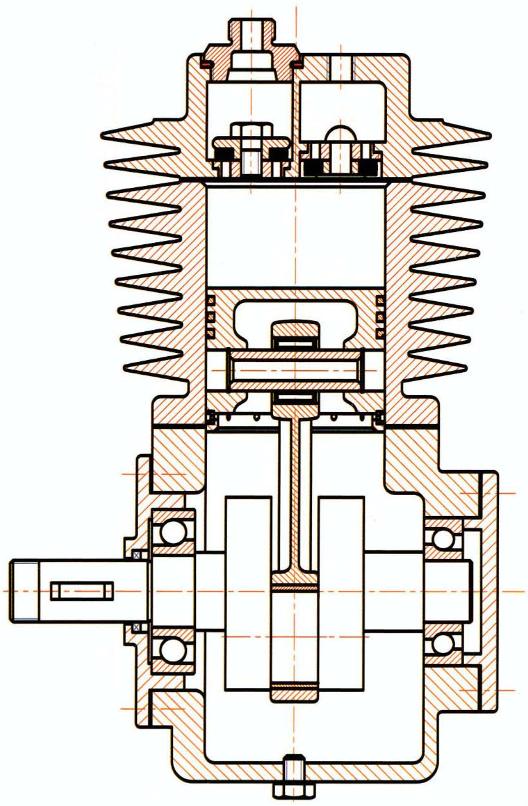


Figura 19.29. Mecanismo biela-manivela. Compresor.

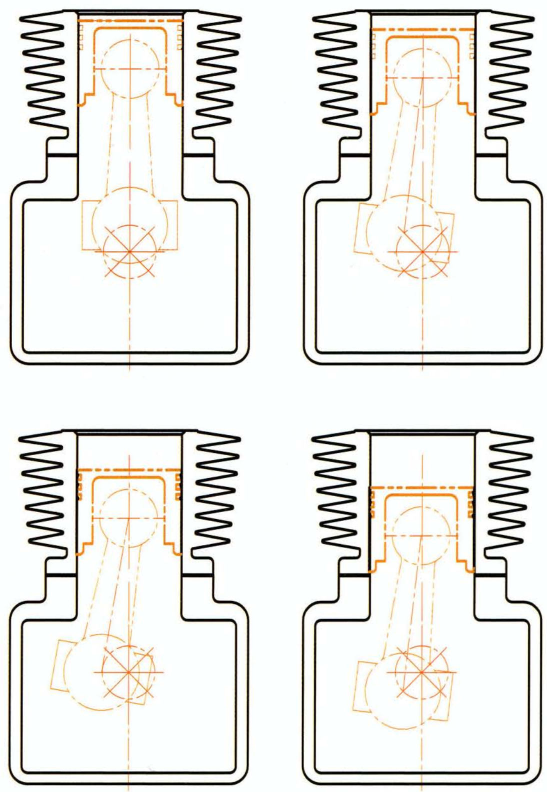


Figura 19.30. Varias posiciones del movimiento del mecanismo biela-manivela.

Figura 19.31. Mecanismo biela-manivela. Motor de explosión.

En el primer caso (figura 19.29), el compresor es una máquina que, accionada por un motor, suministra aire a presión por su salida. El motor comunica el giro al cigüeñal, que es el elemento sobre el que está situada la manivela. Ésta arrastra en su giro a la biela, y ésta a su vez al pistón, que comprime el aire de la cámara, expulsándolo a más presión. Se ha transformado pues un movimiento de giro en un desplazamiento del pistón.

En la figura 19.30 aparecen varias posiciones de un mecanismo biela-manivela (correspondientes al compresor de la figura 19.29).

El segundo caso se presenta en el *motor de explosión* (figura 19.31). La energía suministrada por las explosiones del motor origina el desplazamiento del pistón, que en su movimiento rectilíneo arrastra a la biela y ésta a su vez hace girar a la manivela del *cigüeñal* (figura 19.32), transmitiendo el giro al exterior del motor.

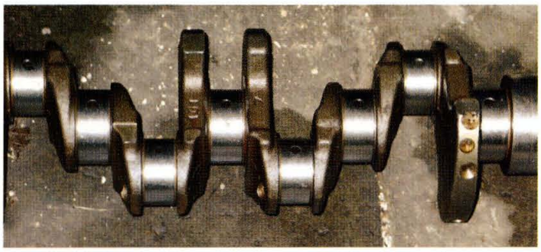


FIGURA 19.32. CIGÜEÑAL.

19.6.2. LEVAS Y EXCÉNTRICAS

Si se hace girar una pieza circular alrededor de un punto que no sea su centro geométrico, según se muestra en la figura 19.33, el movimiento que describe un punto de su trayectoria supone que un elemento apoyado en él se desplace linealmente. El elemento circular que gira alrededor de un punto distinto de su centro se denomina *excéntrica*. Al cabo de una revolución completa, el elemento apoyado sobre él habrá vuelto a su posición original, habiendo descrito un movimiento *alternativo*.

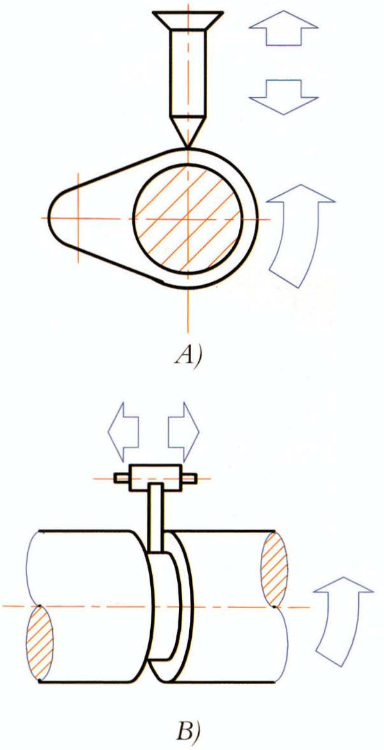


FIGURA 19.34. DISTINTOS TIPOS DE LEVAS. *A)* LEVA CON DESPLAZAMIENTO RADIAL. *B)* LEVA DE TAMBOR PARA DESPLAZAMIENTO AXIAL.

Si el perfil de la pieza que transmite el giro para convertirlo en movimiento rectilíneo no es circular, el elemento se denomina *leva*. En la figura 19.34 se muestran distintos tipos de levas. La más habitual es la que transforma el movimiento de giro en un desplazamiento lineal perpendicular al eje de giro (figura 19.34A).

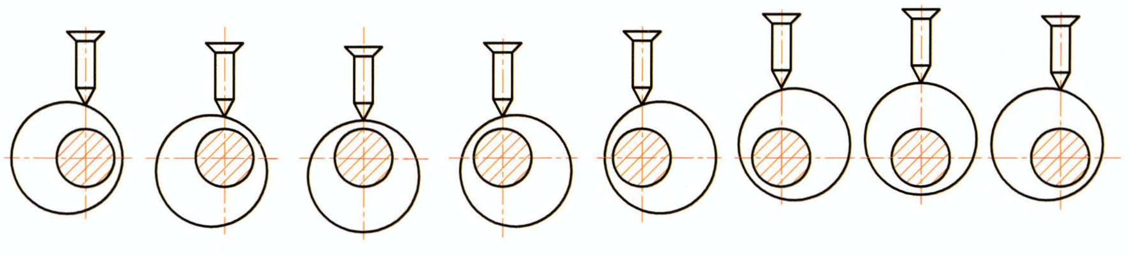


FIGURA 19.33. EXCÉNTRICA.

Este mecanismo se usa en los motores para gobernar la apertura y el cierre de las válvulas de admisión y escape del motor, que describen un movimiento rectilíneo en función del giro del cigüeñal. En las levas de tambor (figura 19.34B) el seguidor presenta una trayectoria en línea recta paralela al eje de la leva.

Las levas son las responsables de la apertura y cierre de las válvulas en un motor, y se agrupan en el llamado *árbol de levas* (figura 19.35).

FIGURA 19.35. ÁRBOL DE LEVAS DE UN MOTOR.

Las levas se diseñan para obtener determinados movimientos deseados de un seguidor. Dependiendo de las necesidades que tenga la máquina, se pueden distinguir los siguientes tipos de movimientos:

- Leva con movimiento uniforme.
- Leva con movimiento uniformemente acelerado.

También son posibles otros movimientos, como el armónico, el trapezoidal o el senoidal. En general, se puede decir que las levas no presentan movimientos puros, sino que son mezcla de todos los anteriores.

19.6.3. LEVAS CON MOVIMIENTO UNIFORME

En este caso, el seguidor de la leva presenta un movimiento a velocidad constante. Su representación gráfica se encuentra en la figura 19.36.

Así, para un ángulo girado por la leva de 180°, el desplazamiento realizado por el seguidor es de 8 mm.

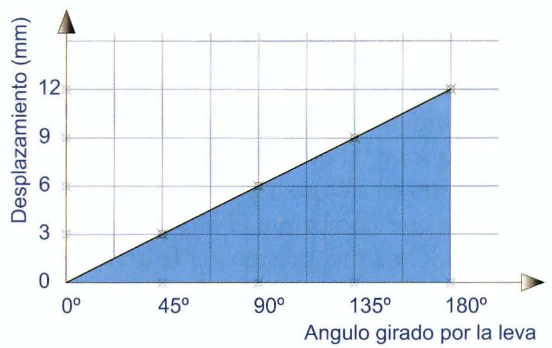


FIGURA 19.36. MOVIMIENTO UNIFORME.

Esta leva tiene el inconveniente de que al finalizar el movimiento (al girar 180°) se produce una discontinuidad brusca del mismo, ya que se pasa de un desplazamiento máximo a un desplazamiento de valor 0. Esta leva corresponde a la de la figura 19.37A.

Sin embargo, se intenta suavizar por medio de un arco y una recta tangente (figura 19.37B). En la figura 19.37C se observa cómo el seguidor, al girar 180°, ha avanzado 8 mm de forma radial.

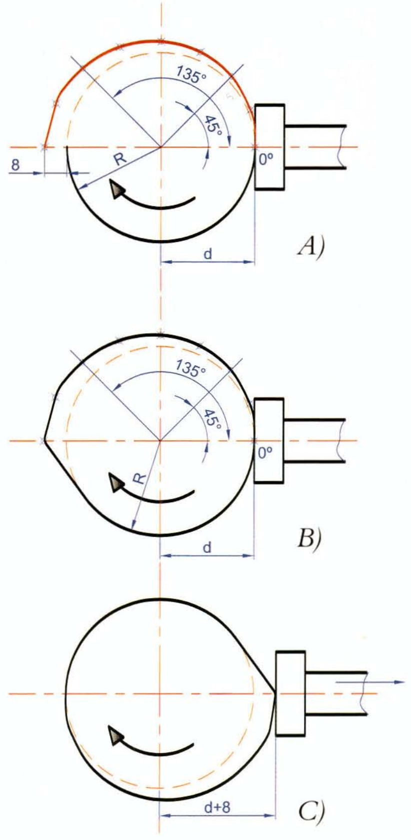


FIGURA 19.37. LEVA CON MOVIMIENTO UNIFORME.

Esta solución a la discontinuidad es muy brusca, y podría ser más conveniente realizar la curva simétrica siempre y cuando las condiciones de diseño de la máquina lo permitan.

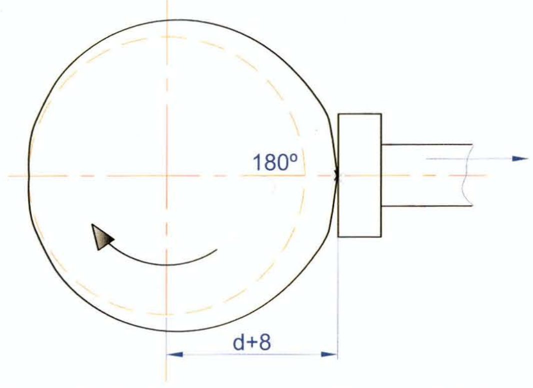


FIGURA 19.38. LEVA CON CURVA SIMÉTRICA CADA 180°.

19.6.4. LEVAS CON MOVIMIENTO UNIFORMEMENTE ACELERADO Y RETARDADO

En este caso, la leva va elevando su velocidad debido a su aceleración constante. Este movimiento en la leva se describe como una curva, combinación de la curva de aceleración constante y una cicloide (figura 19.39). La descripción de esta curva ya se vio en el capítulo correspondiente.

Este tipo de levas no presenta paradas ni cambios bruscos como las anteriores, siendo en realidad un movimiento uniformemente acelerado y retardado.

En dicho movimiento cada división angular corresponde con un avance lineal en la proporción 1:3:5:7, etcétera.

Supóngase que se desea avanzar con una leva con movimiento uniformemente acelerado y retardado un avance de 15 mm cuando gira 180° (figura 19.40).

Tómense, por ejemplo, divisiones angulares de 22,5°. Cada una de estas divisiones son proporcionales a 1:3:5:7:7:5:3:1, es decir, se están dividiendo los 15 mm en 32 partes. Cuando la leva gira 22,5°, su desplazamiento es 1/32 de 15 mm, es decir, 0,46875. Al girar 45° este desplazamiento es 3/32 de 15 mm, y por lo tanto vale 1,40625. Con un giro de 67,5° se obtiene 2,34375 que corresponde a 5/32 de 15 mm.

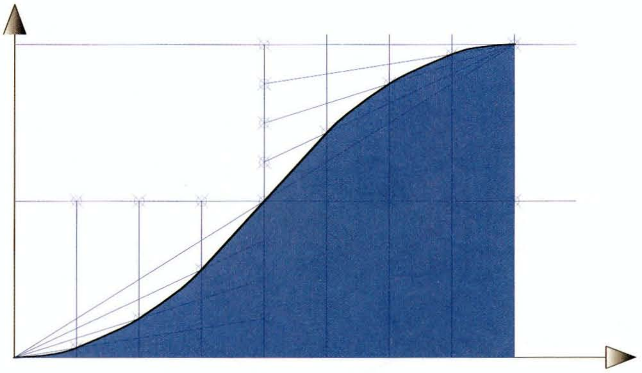


FIGURA 19.39. CONSTRUCCIÓN DE LA CURVA CORRESPONDIENTE AL MOVIMIENTO UNIFORMEMENTE ACELERADO Y RETARDADO.

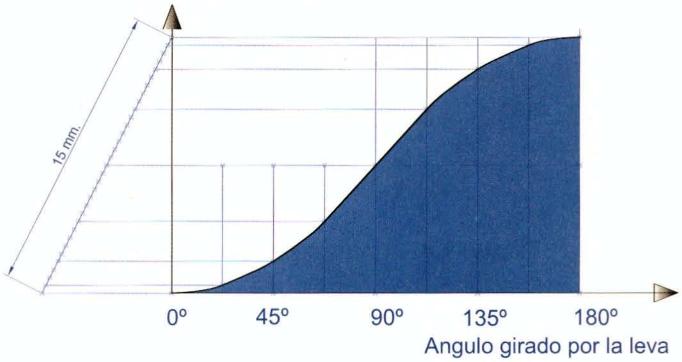


FIGURA 19.40. GRÁFICA CORRESPONDIENTE A UNA LEVA CON MOVIMIENTO UNIFORMEMENTE ACELERADO Y RETARDADO.

Si se suman todos los desplazamientos se comprueba que son iguales a 15 mm, que era lo deseado.

Los valores correspondientes a todos los desplazamientos en función del ángulo girado se encuentran en la tabla 19.2.

Ángulo girado	Factor *1/32	Desplazamiento (mm)
22,5	1	0,46875
45	3	1,40625
67,5	5	2,34375
90	7	3,28125
112,5	7	3,28125
135	5	2,34375
157,5	3	1,40625
180	1	0,46875

TABLA 19.2. *Cálculo de los valores del desplazamiento en función del ángulo girado para una leva con movimiento uniformemente acelerado y retardado.*

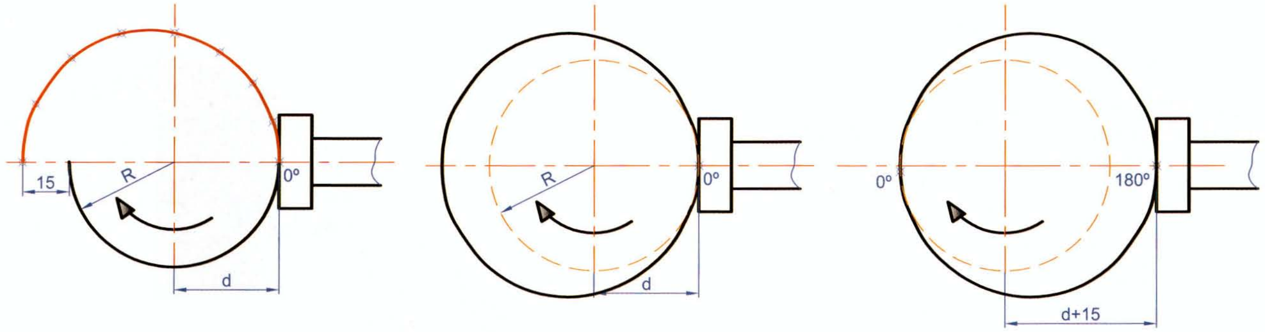


FIGURA 19.41. LEVAS CON MOVIMIENTO UNIFORMEMENTE ACELERADO EN POSICIÓN DE 0º Y DE 180º.

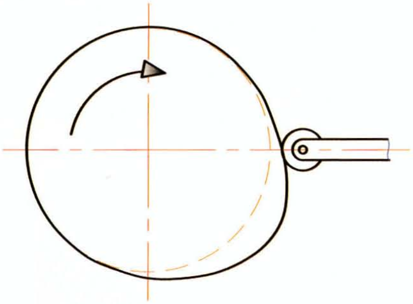


FIGURA 19.42. LEVA CON MOVIMIENTO ARMÓNICO.

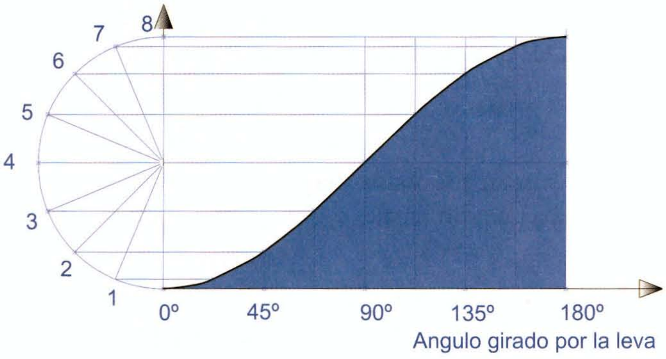


FIGURA 19.43. LEVA CON MOVIMIENTO ARMÓNICO.

En la figura 41 se ofrece la forma de esta leva y el efecto del desplazamiento al girarla 180º.

19.6.5. LEVAS CON MOVIMIENTO ARMÓNICO

Las levas con movimiento armónico (figura 19.42) se utilizan con seguidores de rodillo en lugar de con seguidores planos, ya que pueden presentar huecos que no podrían ser ignorados por este tipo de seguidores.

Estas levas se caracterizan por el seguidor sigue la gráfica de la figura 19.43.

En la gran mayoría de las ocasiones el movimiento de las levas corresponde a una combinación de todos los anteriores, obteniéndose una curva que es combinación de las anteriores y, por lo tanto, más compleja, como la que aparece en el ejemplo de la figura 19.44.

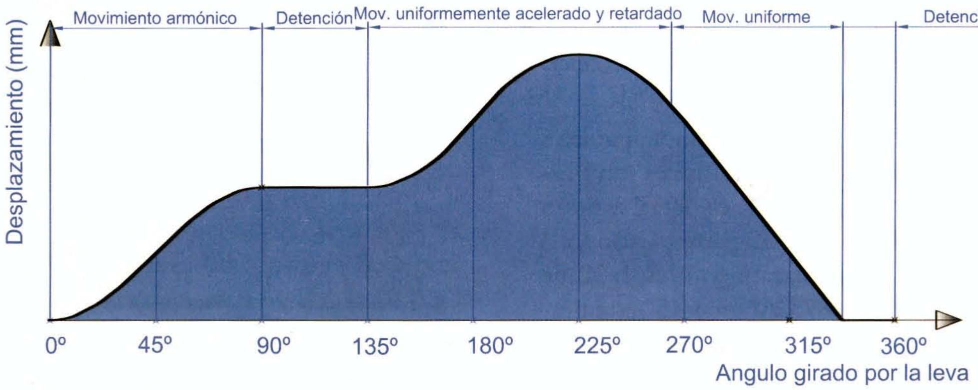


FIGURA 19.44. LEVA QUE COMBINA DIFERENTES TIPOS DE MOVIMIENTOS.

19.6.6. Acotación de levas

Para realizar el plano de una leva es necesario conseguir suficientes puntos para obtener su perfil real.

Se debe proporcionar una tabla con los ángulos girados y el avance correspondiente. Las levas se mecanizan conociendo estos puntos de control. Tradicionalmente se conseguía así una superficie con estos puntos, normalmente bastante irregular, que había que limar o suavizar con posterioridad si las coordenadas ofrecidas por el diseñador eran escasas. (Se recomienda dar al menos los puntos con incrementos de 1°.)

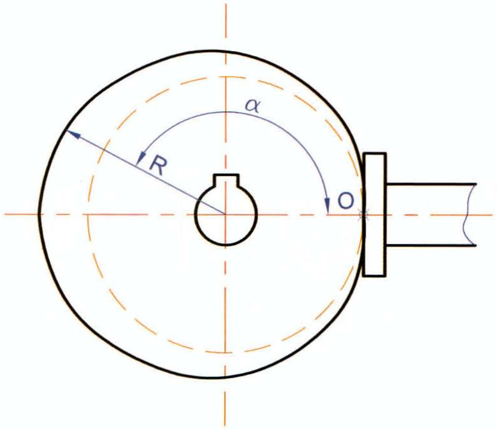
En la actualidad se busca una curva *spline* que pase por todos los puntos de control solicitados, y se envía esta información a un centro de mecanizado que se encarga de su fabricación.

Para describir el perfil se debe acotar la curva de paso, que es la curva real que traza el seguidor, y por lo tanto se deben dar las cotas radiales y angulares necesarias para realizarla. Si el seguidor es plano, la curva de paso coincide con la que describe el mismo (figura 19.45).

Si el seguidor es de rodillo, la curva de paso incluirá el radio del mismo (figura 19.46). Obsérvese en las tablas de las figuras 19.45 y 19.46 que la diferencia del valor en radio corresponde al radio del rodillo.

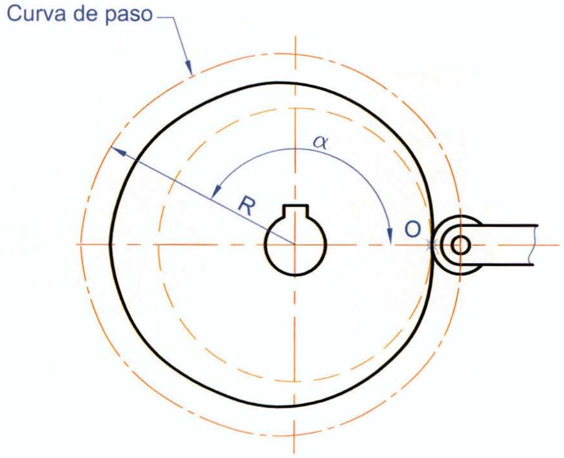
En cualquiera de los casos hay que definir un punto de referencia O correspondiente a los 0°.

Finalmente, la leva debe quedar acotada en profundidad, incluyendo todas las indicaciones adicionales para chaveteros, agujeros, estados superficiales, tolerancias, etc. (figura 19.47).



Angulo(∫)	0	30	60	90	120	150	180
Radio (mm)	34	35,74	37,22	39,85	41,07	44,02	45,22
Angulo(∫)	210	240	270	300	330	360	
Radio (mm)	44,02	41,07	39,85	37,22	35,74	0	

Figura 19.45. Definición de leva con seguidor plano.



Angulo(∫)	0	30	60	90	120	150	180
Radio (mm)	41,1056	42,8456	44,3256	46,9556	48,1756	51,1256	52,3256
Angulo(∫)	210	240	270	300	330	360	
Radio (mm)	51,1256	48,1756	46,9556	44,3256	42,8456		

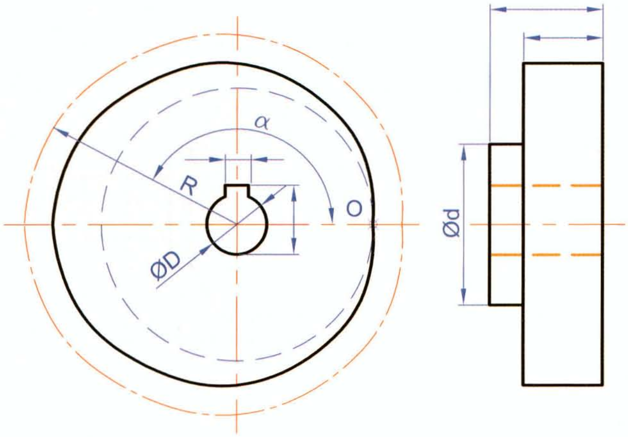
Figura 19.46. Definición de leva con seguidor de rodillo.

19.7. Mecanismos de transmisión de giro

A continuación se presentan distintos mecanismos que permiten transmitir movimiento de giro.

19.7.1. Trinquetes

Las ruedas de trinquete permiten la transmisión de movimiento en un sentido pero evitan hacerlo en el contrario, y también producen movimientos intermitentes. Consisten en ruedas dentadas que incluyen un seguidor, denominado *trinquete*, cuya forma y disposición hacen posible que el movimiento se haga en un solo sentido ya que en el otro se engancha o enclava (figura 19.48).



Angulo(∫)	0	30	60	90	120	150	180
Radio (mm)	41,1056	42,8456	44,3256	46,9556	48,1756	51,1256	52,3256
Angulo(∫)	210	240	270	300	330	360	
Radio (mm)	51,1256	48,1756	46,9556	44,3256	42,8456		

FIGURA 19.47. ACOTACIÓN DE UNA LEVA.

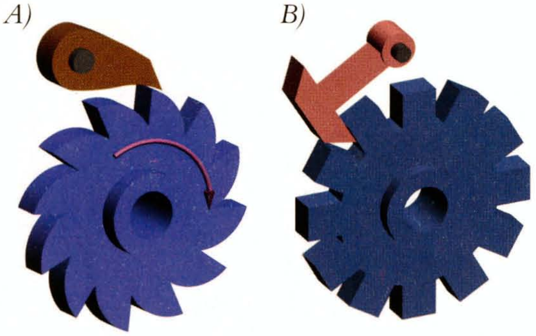


FIGURA 19.48. TIPOS DE TRINQUETE: *A)* TRINQUETE DE UÑA Y *B)* TRINQUETE DE MARTILLO.

Existen otros tipos de trnquetes que, o bien emplean bolas que se enclavan cuando no disponen de espacio suficiente (figura 19.49), o funcionan con láminas, en cuyo caso un saliente de la lámina se engancha en el agujero de la rueda del trinquete y al invertir el ciclo impide que se salga del orificio, por lo que no se puede girar en sentido contrario (figura 19.50).

En la figura 19.51 se presenta una llave de bocas intercambiables. Esta llave permite el giro de la rueda del trinquete en sentido horario, ya que la rueda gira y es capaz de librar la varilla que se apoya en el muelle. En sentido antihorario, la rueda del trinquete se clava sobre la varilla, impidiendo la rotación.

FIGURA 19.49. TRINQUETE DE BOLAS.

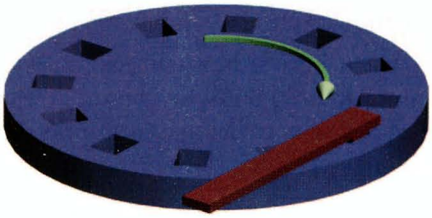


FIGURA 19.50. TRINQUETE DE LÁMINAS.

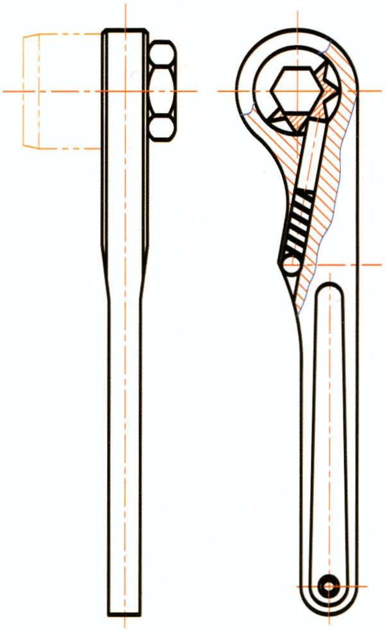


FIGURA 19.51. LLAVE DE BOCAS INTERCAMBIABLES.

19.7.2. ACOPLAMIENTOS DE TRANSMISIONES

Los conjuntos de trasmisión permiten la unión de ejes, ya sea entre sí, ya sea con otras piezas, con el fin de trasmitirles rotación.

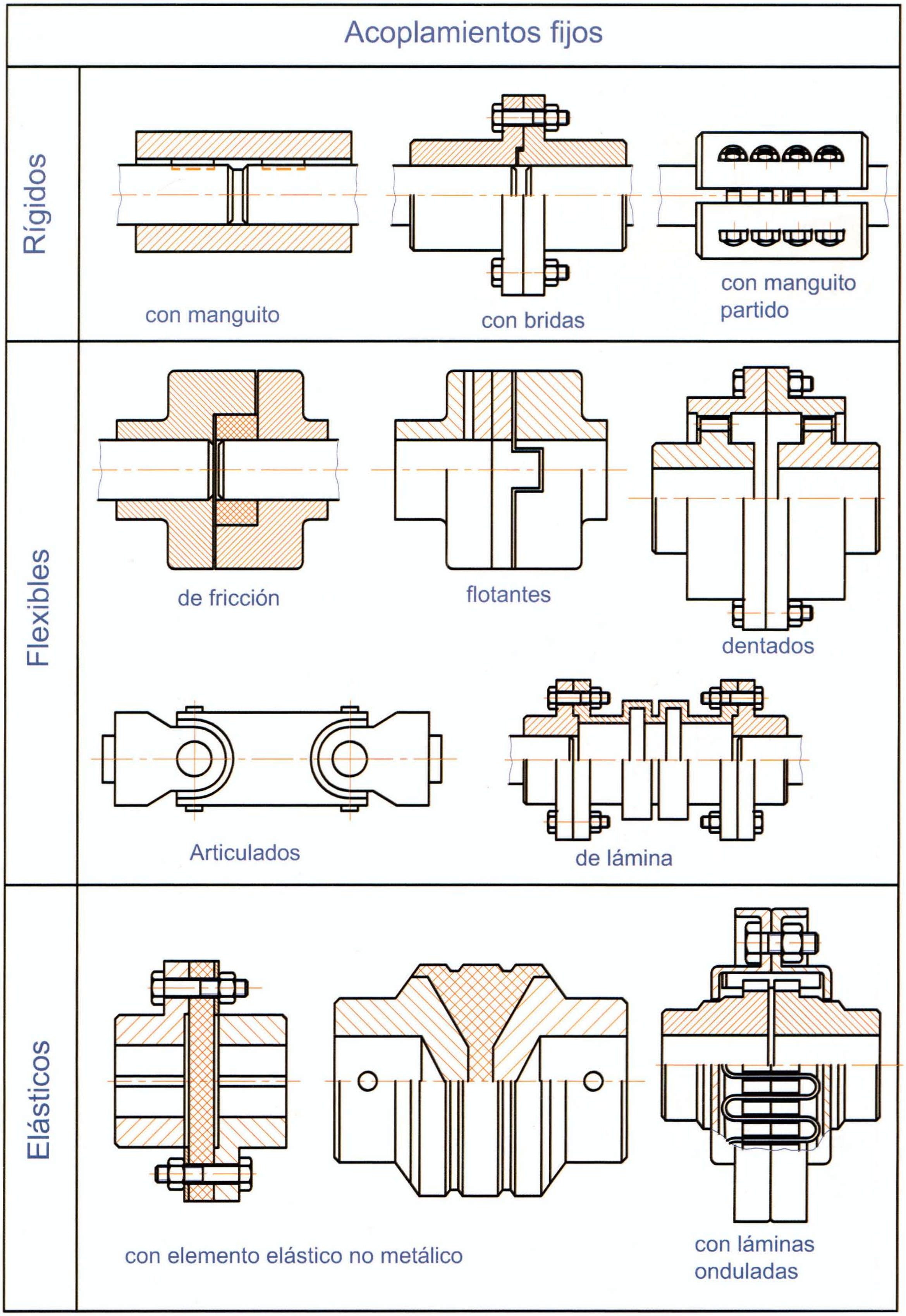


FIGURA 19.52. EJEMPLOS DE ACOPLAMIENTOS FIJOS.

Estos acoplamientos se clasifican en:

- Acoplamientos fijos.
- Acoplamientos separables por accionamiento (frenos y embragues).
- Acoplamientos autoseparables.

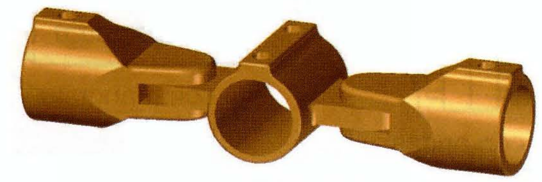


FIGURA 19.53. ACOPLAMIENTO FLEXIBLE.

Los acoplamientos fijos son aquellos que permiten la unión con otras piezas o ejes mediante el montaje o desmontaje completo o parcial del acoplamiento. Se clasifican a su vez en rígidos, flexibles y elásticos (figura 19.52).

Los acoplamientos flexibles permiten desplazamientos relativos en las tres direcciones: axiales, radiales y angulares de los ejes que unen, pero quedándose suficientemente fijos para el giro (figura 19.53).

Los acoplamientos elásticos permiten disminuir las vibraciones, las amortiguan, suavizan las cargas de choque y compensan algunas desalineaciones de las situaciones relativas de los árboles.

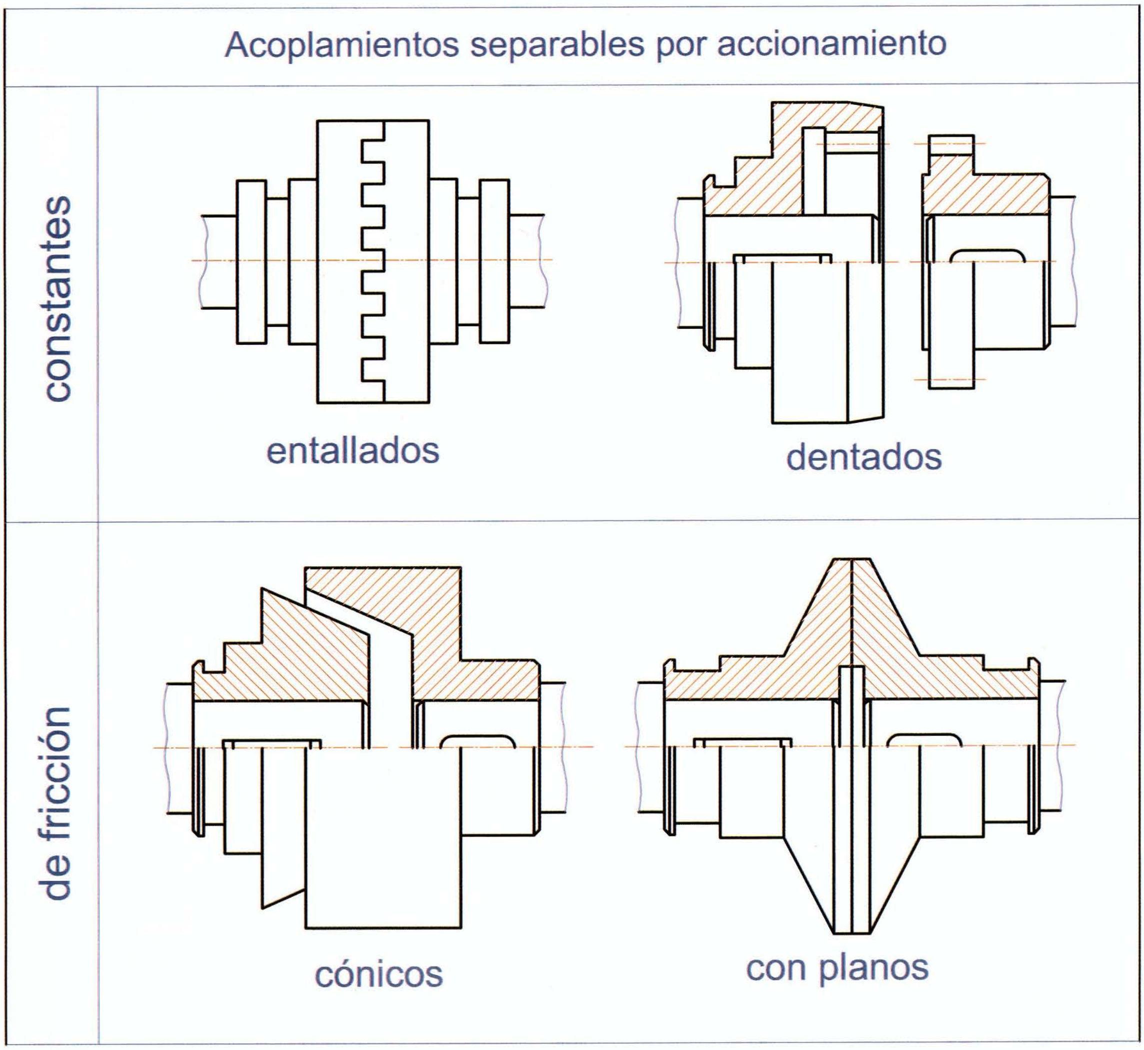


FIGURA 19.54. DIVERSOS TIPOS DE EMBRAGUES.

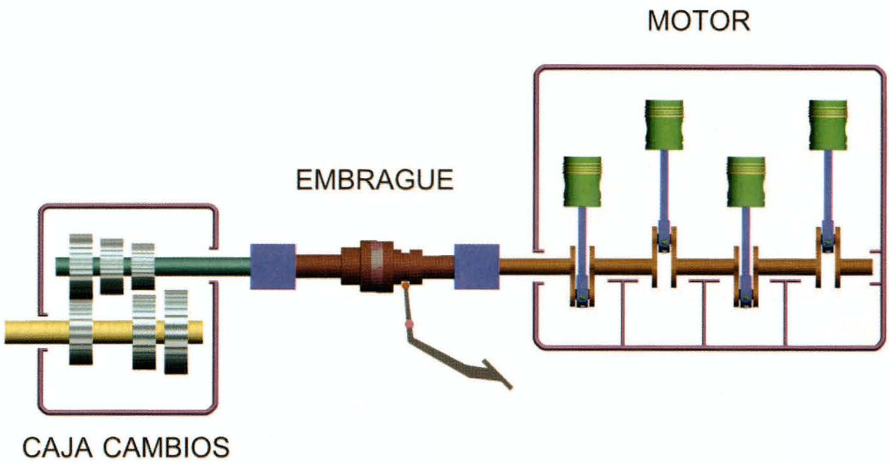


FIGURA 19.55. ESQUEMA DE LA SITUACIÓN DE UN EMBRAGUE EN UN AUTOMÓVIL.

19.7.3. FRENOS Y EMBRAGUES

Son acoplamientos que pueden separarse a través de diversos tipos de accionamiento (figura 19.54).

Los frenos y embragues se asocian con el movimiento rotativo, y funcionan almacenando y/o transfiriendo energía cinética de rotación. En general se puede decir que el embrague transfiere la rotación de un eje a otro, mientras que el freno intenta disminuir esta rotación e incluso pararla.

En la figura 19.55 se ofrece un esquema del funcionamiento del embrague de un automóvil. El cigüeñal gira con cierto número de vueltas gracias al movimiento biela-manivela visto anteriormente. Este cigüeñal se acopla por uno de los extremos con un embrague al eje de salida de la caja de cambios del coche. Cuando se desea cambiar la marcha, el conductor pisa el embrague y, por lo tanto, desacopla el eje de la caja con el cigüeñal. El eje de entrada a la caja de cambios disminuye su velocidad debido a la inercia restante, y el usuario es capaz de cambiar la marcha soltando de nuevo el pedal del embrague (figura 19.56). Cuando termina la operación, se vuelve a unir el cigüeñal con el eje de la caja de cambios.

El par que se transmite está en función de la fuerza aplicada, del coeficiente de rozamiento y de la geometría del freno o del embrague. En estos dispositivos siempre existe una pérdida de energía que se transforma en calor, que habrá que disipar convenientemente. Existen diferentes tipos de embragues y frenos. Los más utilizados son los siguientes:

- De tambor, con zapatas interiores o exteriores.
- De fricción.
- De disco.
- Cónicos.
- Frenos y embragues de zapata interior o exterior.

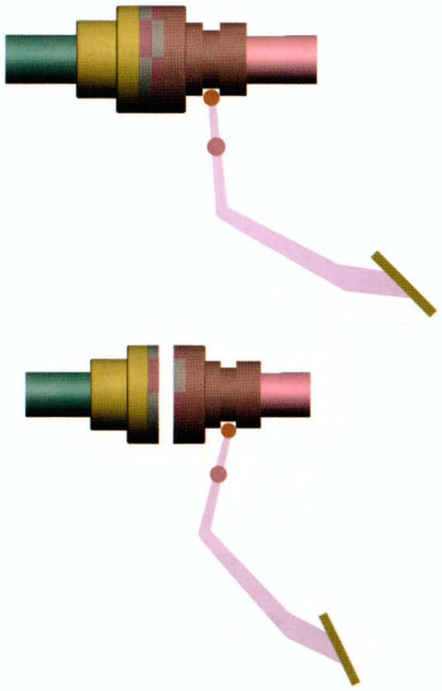


FIGURA 19.56. FUNCIONAMIENTO DEL EMBRAGUE.

19.7.4. Freno de tambor

En este tipo de mecanismo, existe una superficie (zapata) friccionante que entra en contacto con un tambor. Estas zapatas pueden llevar diferentes mecanismos de accionamiento, que pueden ser hidráulicos, magnéticos, neumáticos, etc. (figura 19.57).

Se emplea en maquinaria textil, excavadoras y máquinas herramientas.

Figura 19.57. Zapatas de frenos.

19.7.5. Embragues axiales de fricción

En este tipo de embrague las superficies friccionantes se mueven en una dirección paralela al eje. También se denominan embragues de disco, ya que utilizan uno o varios discos de material con un alto coeficiente de rozamiento (figura 19.58).

Este tipo de embragues permiten una superficie de alta fricción en un espacio pequeño, una distribución de la presión favorable y una buena disipación del calor.

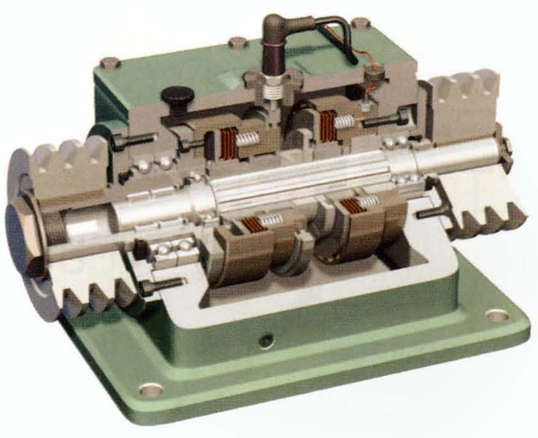


Figura 19.58. Embrague de fricción.

19.7.6. Frenos de disco

El freno de disco presenta ventajas frente al de tambor en su empleo en automóviles, manteniendo la fuerza del pedal más o menos constante a pesar de posibles cambios de temperatura y humedad (figura 19.59).

Este tipo de freno consiste en dos pastillas de material friccionante que presionan el disco del freno, situado en la rueda del vehículo, por ambos lados.

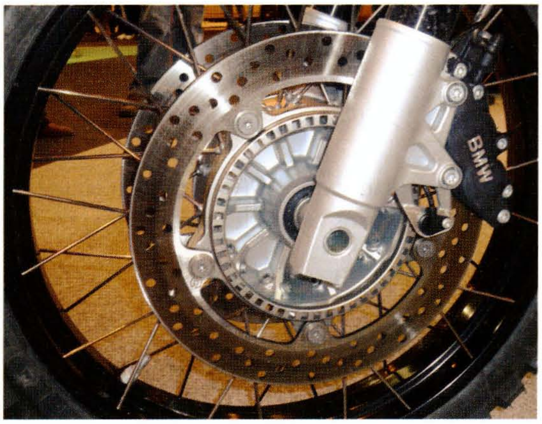


Figura 19.59. Freno de disco.

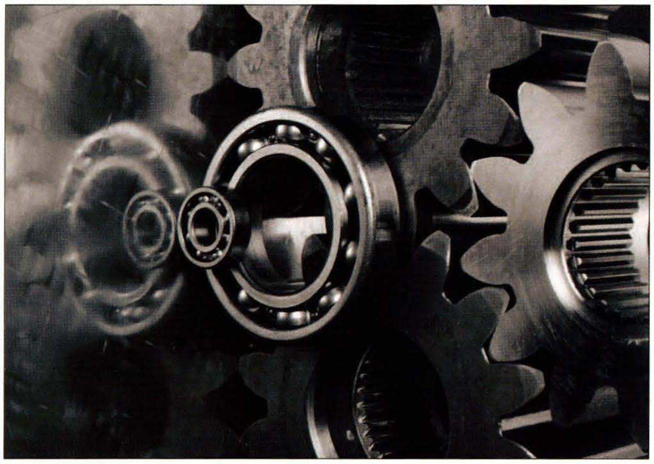
19.7.7. Frenos cónicos

Un freno cónico es un embrague o freno de fricción por contacto que en la actualidad se emplea en instalaciones sencillas, habiendo sido sustituido por los frenos o embragues de fricción axiales.

Consiste normalmente en el deslizamiento de un cono de forma axial sobre las ranuras o cuñas realizadas en el eje de acoplamiento y un muelle que mantiene el contacto entre las dos partes.

19.8. NORMATIVA

Norma	Título
DIN 748	Extremos de ejes cilíndricos.
DIN 1448	Extremos de ejes cónicos.
DIN 268	Chavetas tangenciales y chaveteros tangenciales para esfuerzos de choques alternativos.
DIN 271	Chavetas tangenciales y chaveteros tangenciales para esfuerzos invariables.
DIN 6885 h1	Lengüetas de ajuste. Ranuras. Forma alta.
DIN 6885 h2	Lengüetas de ajuste. Ranuras. Forma alta para máquinas herramientas. Dimensiones y aplicación.
DIN 6885 h3	Lengüetas de ajuste. Forma baja. Dimensiones y aplicación.
DIN 6886	Chavetas. Ranuras. Dimensiones y aplicación.
DIN 6887	Chavetas con cabeza. Ranuras. Dimensiones y aplicaciones.
DIN 6888	Lengüetas redondas. Dimensiones y aplicación.
DIN 6889	Chavetas media caña con cabeza. Dimensiones y aplicación.
DIN 5461	Acoplamientos de ejes nervados con flancos rectos.
DIN 5462	Acoplamientos de ejes nervados. Serie ligera.
DIN 5463	Acoplamientos de ejes nervados. Serie media.
DIN 5464	Acoplamientos de ejes nervados. Serie pesada.
DIN 5465	Acoplamientos de ejes nervados. Tolerancias.
DIN 5481	Perfiles de cubos con dientes entallados y ejes con dientes entallados.
DIN 5482	Perfiles de cubos dentados y perfiles de ejes dentados con flancos de evolvente.
UNE 18072-90 (ISO 14)	Acanaladuras cilíndricas de flancos paralelos.
UNE 18076-90 (ISO 4156)	Estriados cilíndricos rectos de perfil de evolvente.
UNE-EN ISO 6413	Dibujos técnicos. Representación de acanalados y entallados.



20

Rodamientos

INTRODUCCIÓN

Los *rodamientos* son elementos que se sitúan entre dos piezas con un eje común que pueden girar una respecto a la otra. El rodamiento sustituye el posible deslizamiento entre los dos elementos por una rodadura. En este caso la potencia absorbida por la rodadura es mucho menor de la que se absorbería por deslizamiento.

Un rodamiento está compuesto básicamente por cuatro elementos: un *aro interior,* un *aro exterior,* los *elementos rodantes* y la *jaula* (figura 20.1). El aro exterior y el interior son los elementos que se fijan solidariamente a los dos elementos que acopla el rodamiento (por ejemplo, a una carcasa y a un eje). Los dos aros tienen unas gargantas, denominadas *caminos de rodadura,* por donde rodarán los elementos rodantes (bolas, rodillos o agujas). Estos elementos rodantes girarán sobre su propio eje produciéndose una rodadura sobre los caminos de rodadura de los rodamientos, permitiendo el giro relativo entre los dos aros y, en definitiva, de las dos piezas que unen. Por último, la jaula es un componente que agrupa a todos los elementos rodantes, manteniendo su posición relativa, evitando que los elementos rodantes se desmonten, pero permitiendo el giro y, por consiguiente, la rodadura de estos elementos.

La primera parte del capítulo presenta los distintos tipos de rodamientos que existen, para qué se utilizan y cómo se representan. Se introducen también los principales criterios que se siguen a la hora de elegir el tipo de rodamiento que se va a utilizar.

Seguidamente se señala cómo afecta la normalización a las dimensiones de los rodamientos. Se continúa presentando los distintos sistemas de fijación que tienen los rodamientos. Se indican las distintas tolerancias y tipos de ajustes que se utilizan para la fijación radial de los rodamientos y los diferentes tipos de sujeción axial que se utilizan y los elementos técnicos que se emplean para ello.

Finalmente se describen los distintos sistemas de obturación que se utilizan para garantizar la adecuada lubricación de los rodamientos.

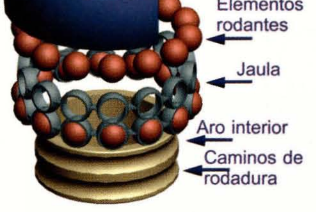


FIGURA 20.1. PARTES DE UN RODAMIENTO.

20.1. Tipos de rodamientos

Los rodamientos se diseñan para permitir el giro relativo entre dos piezas y para soportar cargas puramente radiales, puramente axiales o combinaciones de ambas. Cada tipo de rodamiento presenta unas propiedades que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada.

Aunque existe una forma de representar simplificadamente los rodamientos, que se describe al final del capítulo, se utilizará para mayor claridad la representación detallada de éstos. En esta representación, todos los elementos del rodamiento se representan con el mismo rayado, excepto los elementos rodantes que no se rayan.

Los principales tipos de rodamientos se explican a continuación.

20.1.1. Rodamientos rígidos de bolas

Los rodamientos rígidos de bolas (figura 20.2A) tienen un campo de aplicaciones muy amplio. Son de sencillo diseño, no desmontables, adecuados para altas velocidades de funcionamiento, y además requieren poco mantenimiento. Son el tipo de rodamiento más común y el más utilizado. Existen varios diseños de rodamientos rígidos de bolas, aunque los más significativos son los de una hilera de bolas (figura 20.2B) y los de dos hileras (figura 20.2C).

20.1.2. Rodamientos de bolas a rótula

Los rodamientos de bolas a rótula tienen dos hileras de bolas con un camino de rodadura esférico común en el aro exterior del rodamiento. Esta última característica hace que el rodamiento sea autoalineable, permitiendo desviaciones angulares del eje respecto del soporte. Son especialmente adecuados para aplicaciones en las que se pueden producir desalineaciones o deformaciones del eje. En la figura 20.3 se muestra un modelo de estos rodamientos.

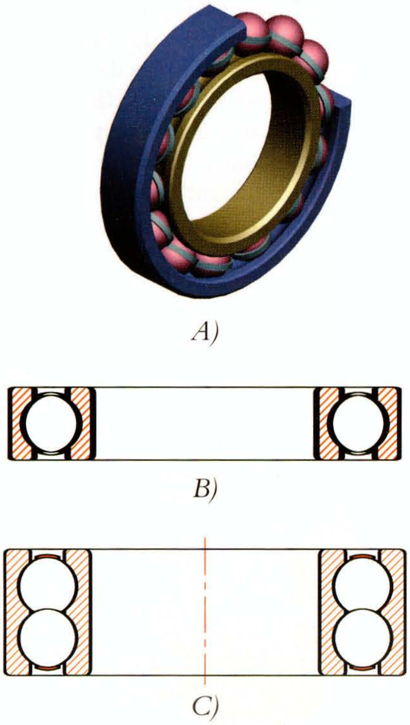


Figura 20.2. *A)* Rodamientos rígidos de bolas. Representación en un plano de un *B)* rodamiento rígido de bolas de una hilera y *C)* de dos hileras de bolas.

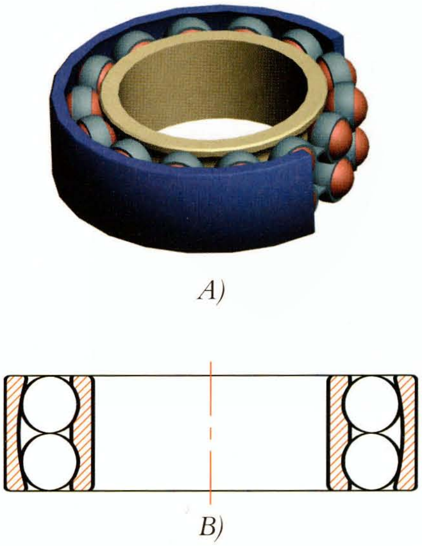


Figura 20.3. *A)* Rodamientos de bolas a rótula. *B)* Representación en un plano.

20.1.3. Rodamientos de bolas con contacto angular

Los rodamientos de bolas con contacto angular tienen los caminos de rodadura de sus aros

interior y exterior desplazados entre sí con respecto al eje del rodamiento. Son particularmente útiles para soportar cargas combinadas (cargas axiales y radiales que actúan simultáneamente). Existen varios tipos de diseño, entre los que cabe resaltar los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular (figuras 20.4 A y B), los de dos hileras de bolas con contacto angular (figura 20.4C) y los de bolas con cuatro puntos de contacto (figura 20.4D).

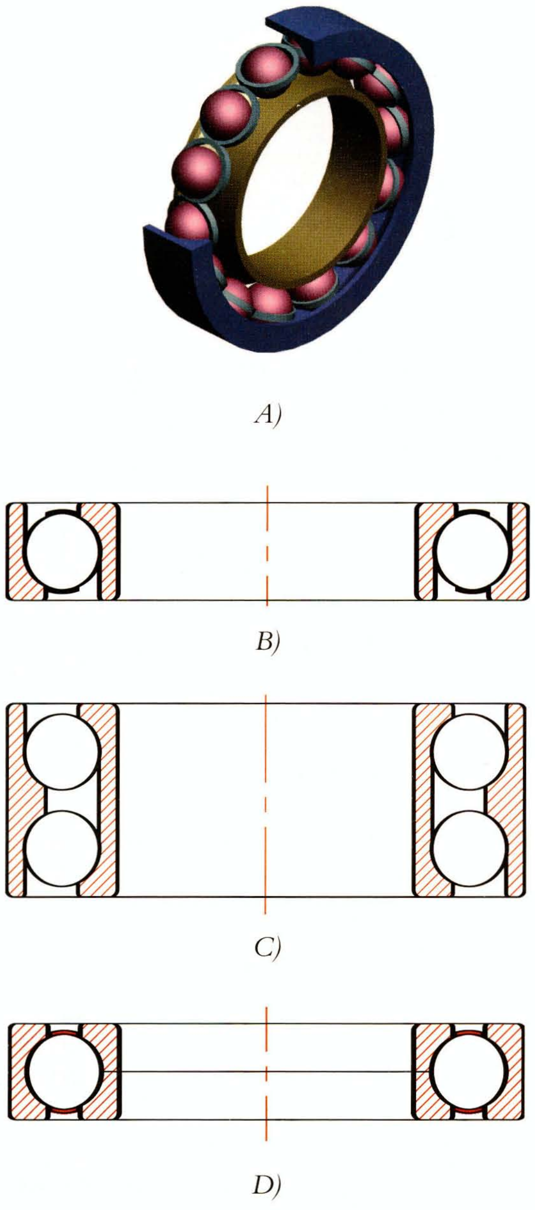


FIGURA 20.4. RODAMIENTOS DE BOLAS CON CONTACTO ANGULAR.

20.1.4. RODAMIENTOS DE RODILLOS CILÍNDRICOS

Tienen la misma función que los rodamientos rígidos de bolas, es decir, absorber cargas puramente radiales. No obstante, su capacidad de carga es mucho más elevada. Son desmontables y existe una gran variedad de tipos, siendo la mayoría de ellos de una sola hilera de rodillos con jaula (figura 20.5A). Existen rodamientos sin pestañas en el aro interior (figura 20.5B), sin pestañas en el exterior (figura 20.5C), con una pestaña en el interior (figura 20.5D) o con una pestaña en el exterior (figura 20.5E).

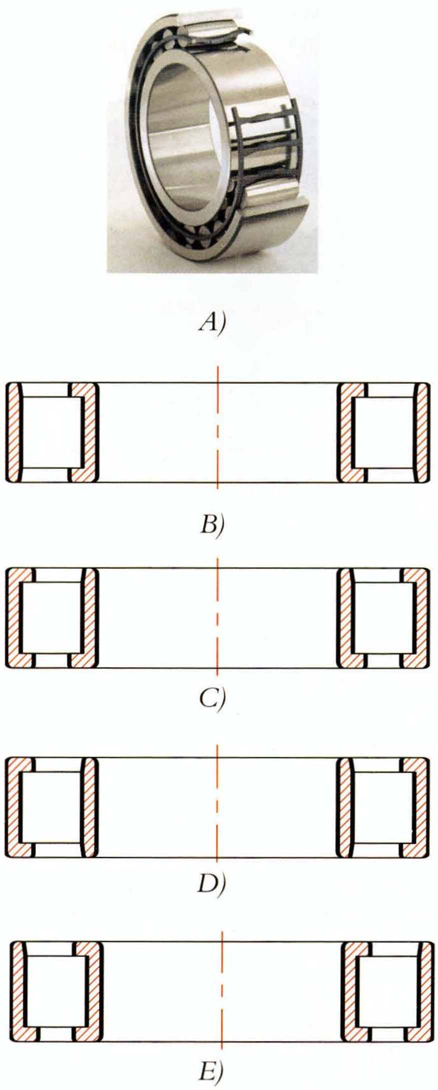


FIGURA 20.5. *A)* RODAMIENTOS DE RODILLOS CILÍNDRICOS. (CORTESÍA DE SKF.) *B), C), D)* Y *E)* REPRESENTACIÓN EN PLANO.

20.1.5. Rodamientos de agujas

Son un tipo especial de rodamientos de rodillos cilíndricos donde éstos se caracterizan por ser finos y largos en relación con su diámetro, por lo que se les denomina *agujas*. Dichos rodamientos tienen gran capacidad de carga y son especialmente útiles en montajes donde se dispone de un espacio radial limitado. Los más utilizados son: casquillos de agujas sin fondo (figura 20.6E), casquillos de agujas con fondo (figura 20.6D), rodamientos de agujas con aro interior (figura 20.6B) y rodamientos de agujas sin aro interior (figura 20.6C). Cuando el espacio radial es muy reducido, se pueden utilizar coronas de agujas sin aro interior ni exterior (figura 20.6F).

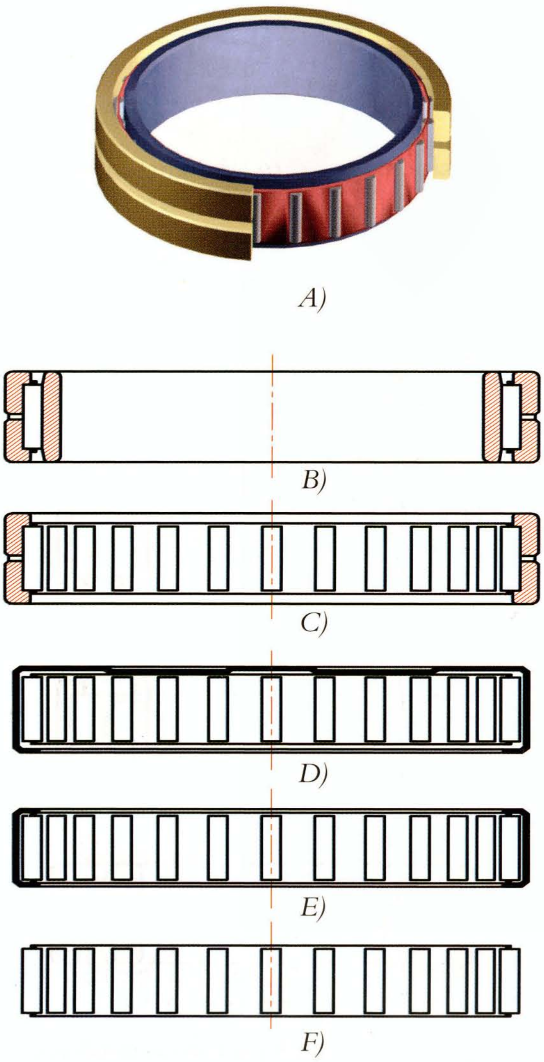


Figura 20.6. *A)* Rodamientos de agujas. *B), C), D)* y *E)* Representación en plano.

20.1.6. Rodamientos de rodillos a rótula

Los rodamientos de rodillos a rótula (figura 20.7) están compuestos por dos hileras de rodillos con un camino de rodadura esférico común sobre el aro exterior. Cada uno de los dos caminos de rodadura del aro interior está inclinado, formando un ángulo con el eje del rodamiento. Estos rodamientos son autoalineables, pueden soportar cargas radiales y cargas axiales, y tienen una gran capacidad de carga.

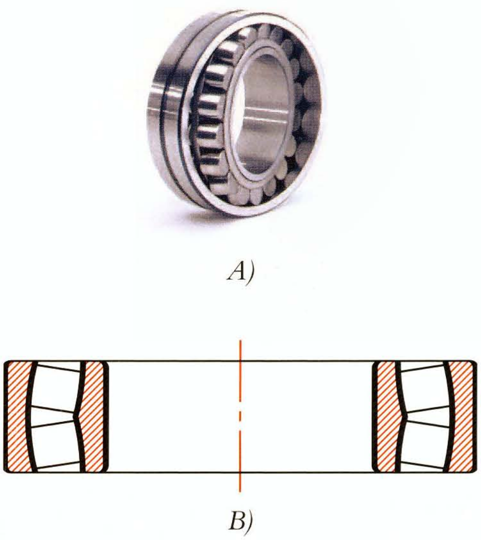


Figura 20.7. *A)* Rodamientos de rodillos a rótula. (Cortesía de SKF.) *B)* Representación en un plano.

20.1.7. Rodamientos de rodillos cónicos

Los rodamientos de rodillos cónicos tienen los rodillos dispuestos entre los caminos de rodadura cónicos de los aros interior y exterior (figura 20.8A). El diseño de estos rodamientos los hace especialmente adecuados para soportar cargas combinadas. Su capacidad de carga axial depende del ángulo de contacto (semiángulo cónico del camino de rodadura exterior): cuanto mayor es este ángulo, mayor es la capacidad de carga axial del rodamiento.

Los rodamientos de rodillos cónicos normalmente son desarmables, es decir, el aro interior y la corona de rodillos forman una unidad que puede montarse aparte del aro exterior.

Existen rodamientos de rodillos cónicos de varios tipos. Los más normales son los de una hilera de rodillos y los de dos hileras (figura 20.8B).

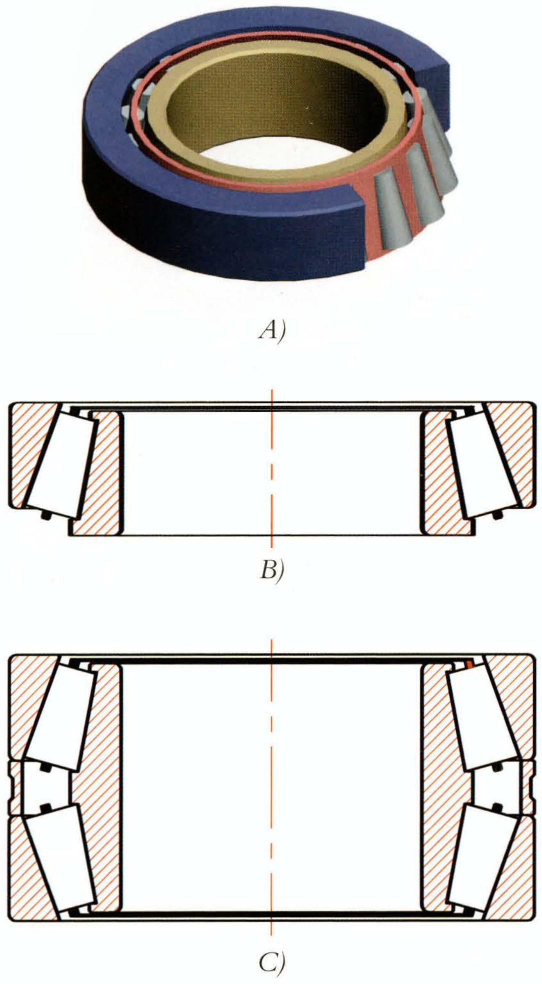


FIGURA 20.8. RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS.

20.1.8. RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS

Los rodamientos axiales de bolas (figura 20.9A) pueden ser de dos tipos: de simple efecto y de doble efecto.

En cuanto a los rodamientos axiales de bolas de simple efecto (figura 20.9B) son adecuados para absorber cargas axiales y fijar el eje en un solo sentido, y pueden absorber cargas radiales pequeñas. Están formados por una arandela de eje, sujeta al eje, con un camino de rodadura, un conjunto axial de bolas con su jaula y una arandela de alojamiento, sujeta al alojamiento, con su correspondiente camino de rodadura. Son desarmables y su montaje es muy sencillo, ya que los componentes se pueden montar por separado.

Los rodamientos axiales de bolas de doble efecto (figura 20.9C) son adecuados para absorber cargas axiales y fijar el eje en ambos sentidos. Sin embargo, no soportan cargas radiales. Están formados por una arandela de eje, que va montada sujeta al eje, con su camino de rodadura en cada cara, dos conjuntos de bolas y sus jaulas y dos arandelas de alojamiento, también con sus caminos de rodadura, montadas sujetas al alojamiento. Son desarmables y los conjuntos de bolas y jaulas son los mismos que los correspondientes a rodamientos de simple efecto.

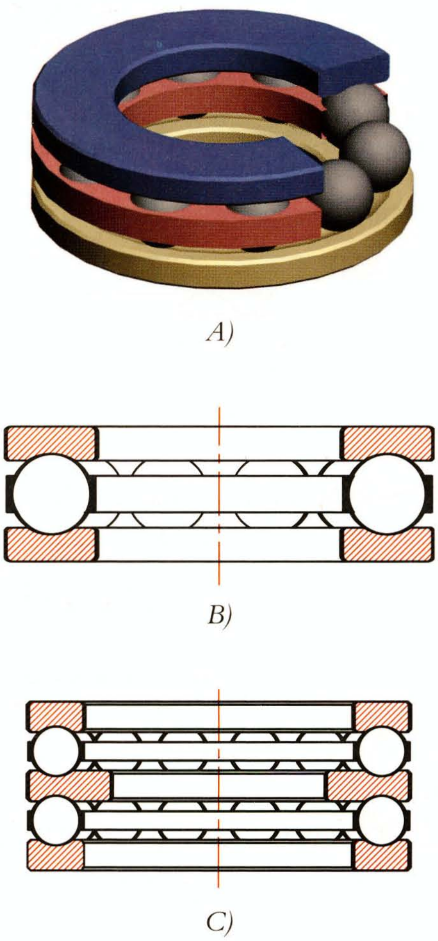


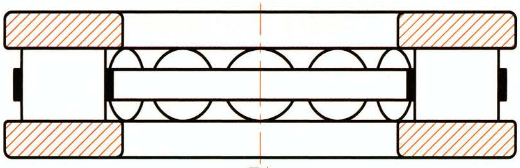
FIGURA 20.9. RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS.

20.1.9. Rodamientos axiales de rodillos

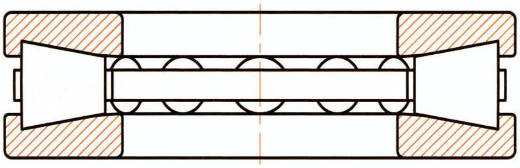
Los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos (figura 20.10B) y de rodillos cónicos (figuras 20.10 A y C) son adecuados para disposiciones que tengan que soportar grandes cargas axiales. Se suelen emplear cuando la capacidad de carga de los rodamientos axiales de bolas es inadecuada. Los rodamientos axiales de rodillos a rótula (figura 20.10D) son también capaces de soportar cargas radiales y de absorber desalineaciones de los ejes.

Estos rodamientos son de diseño simple, y están compuestos por una arandela de eje, una arandela de alojamiento y un conjunto de jaula y rodillos.

A)



B)



C)

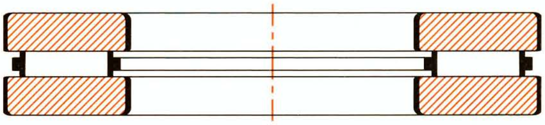
D)

Figura 20.10. Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos y cónicos.

20.1.10. Rodamientos axiales de agujas

Los rodamientos axiales de agujas (figura 20.11) pueden soportar grandes cargas axiales y requieren un espacio axial mínimo. Son rodamientos de simple efecto y sólo pueden absorber cargas axiales en un sentido.

A)



B)

Figura 20.11. *A)* Rodamientos axiales de agujas. *B)* Representación en plano.

20.2. Criterios para la selección del tipo de rodamiento

Cada tipo de rodamiento presenta unas propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales medias y cargas axiales, tienen además un bajo rozamiento y pueden fabricarse con alta precisión y en variantes de funcionamiento silencioso. Este tipo de rodamientos se usan, por ejemplo, en motores eléctricos de tamaño pequeño y medio.

Los rodamientos de rodillos a rótula pueden soportar cargas muy pesadas y son autoalineables. Estas propiedades hacen que sean especialmente adecuados, por ejemplo, para aplicacio-

nes de ingeniería pesada, donde las cargas son muy elevadas y producen deformaciones y desalineaciones. No obstante, cuando se vaya a seleccionar el tipo de rodamiento, se deben considerar diversos factores y contrastarlos entre sí. Por esta razón conviene dar unas reglas generales de selección.

20.2.1. Espacio disponible

En muchas ocasiones, al menos una de las dimensiones principales del rodamiento (generalmente el diámetro del agujero o el del eje) viene determinada por las características del diseño de la máquina a la que va destinado.

Para una dimensión determinada fija (figura 20.12) existen distintos tipos de rodamientos posibles (p. ej., rodamientos rígidos de bolas, o rodamientos de rodillos cilíndricos). La elección de un tipo u otro de rodamiento para unas dimensiones dadas depende entonces de otros factores, como la capacidad de carga, la velocidad de funcionamiento, etcétera.

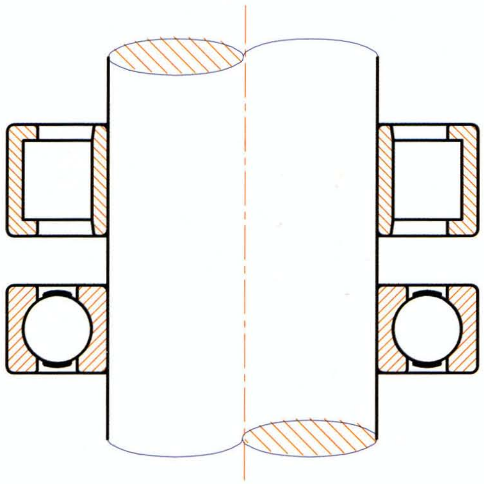


Figura 20.12. Rodamientos con igual diámetro exterior e interior.

Para los ejes de pequeño diámetro (figura 20.13A) se puede utilizar cualquier tipo de rodamiento de bolas, aunque los más comunes son los rodamientos rígidos. Los rodamientos de agujas también son apropiados. Para ejes de grandes diámetros (figura 20.13B) es conveniente utilizar rodamientos rígidos de bolas, rodamientos de rodillos cilíndricos, de rodillos a rótula o de rodillos cónicos.

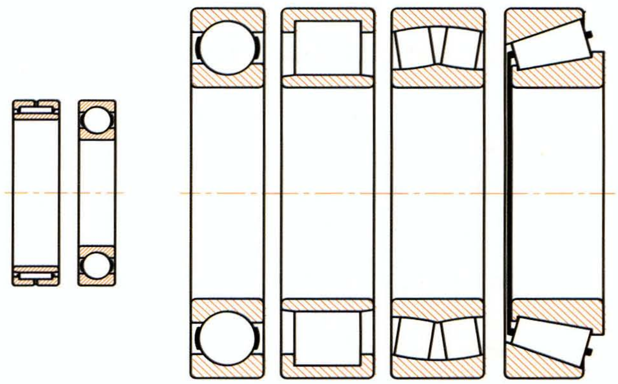


Figura 20.13. Tipos de rodamientos según el tamaño del eje.

Cuando el espacio radial disponible es limitado, deberán elegirse rodamientos de pequeña sección, como por ejemplo los casquillos de agujas y los rodamientos de agujas con o sin aro interior o las coronas de agujas (figura 20.14).

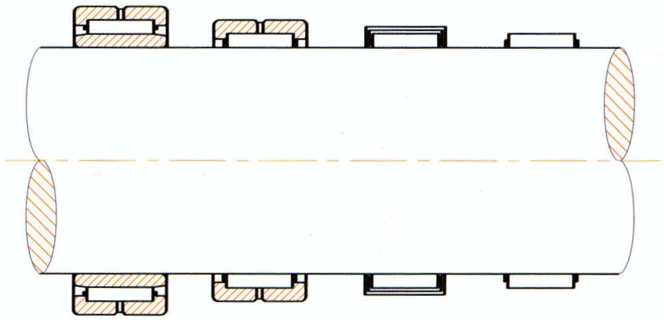


Figura 20.14. Rodamientos para un espacio radial disponible reducido.

Cuando se presenta limitación de espacio en sentido axial y las cargas son radiales y combinadas, pueden usarse algunas series de rodamientos rígidos de bolas. Para cargas puramente axiales (figura 20.15) es aconsejable recurrir

a coronas axiales de agujas, rodamientos axiales de agujas y algunas series de rodamientos axiales de bolas y rodamientos axiales de rodillos cilíndricos.

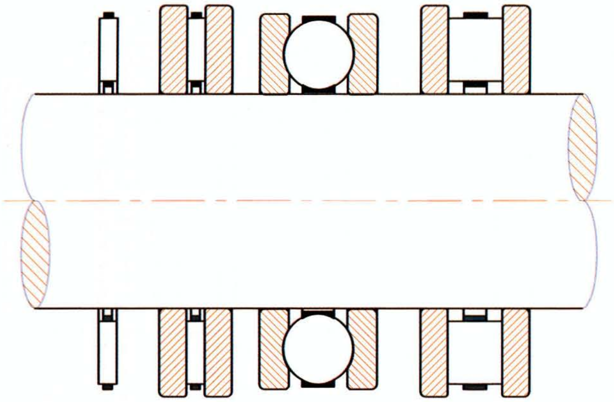


FIGURA 20.15. LIMITACIÓN DE ESPACIO AXIAL Y CARGAS COMBINADAS.

20.2.2. CARGAS

Normalmente el factor decisivo para la elección del rodamiento es la magnitud de la carga. En general, para unas mismas dimensiones principales, los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas que los rodamientos de bolas.

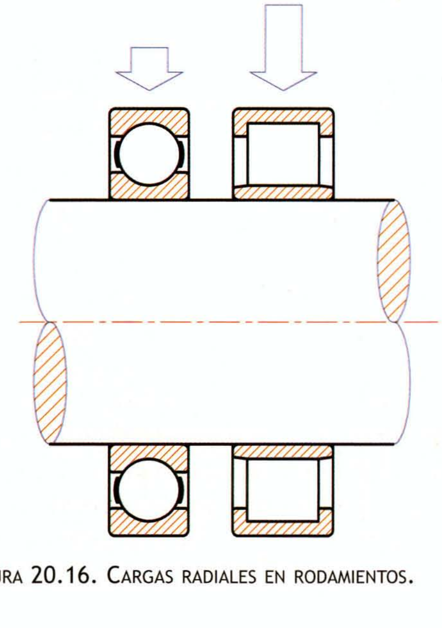


FIGURA 20.16. CARGAS RADIALES EN RODAMIENTOS.

Asimismo, los rodamientos llenos de elementos rodantes pueden soportar mayores cargas que los rodamientos con jaula. Por otro lado, los rodamientos de bolas son los más utilizados cuando las cargas son pequeñas o moderadas, mientras que los rodamientos de rodillos son más adecuados para cargas pesadas y ejes de grandes diámetros (figura 20.16).

Respecto a la dirección de la carga, ésta puede ser radial o axial o una combinación de las dos anteriores.

Salvo los rodamientos de rodillos cilíndricos sin pestañas en alguno de sus aros y los rodamientos radiales de agujas, que sólo son adecuados para cargas estrictamente radiales (figura 20.17), todos los demás rodamientos radiales pueden soportar tanto cargas radiales como axiales.

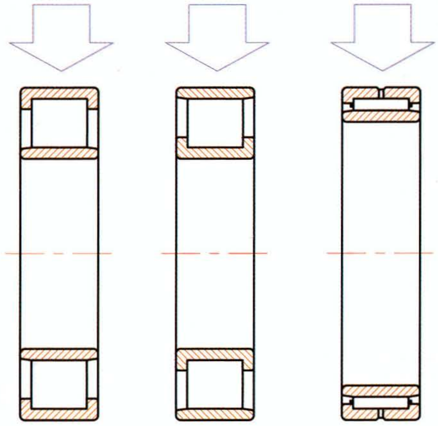


FIGURA 20.17. RODAMIENTOS APTOS PARA CARGAS ÚNICAMENTE RADIALES.

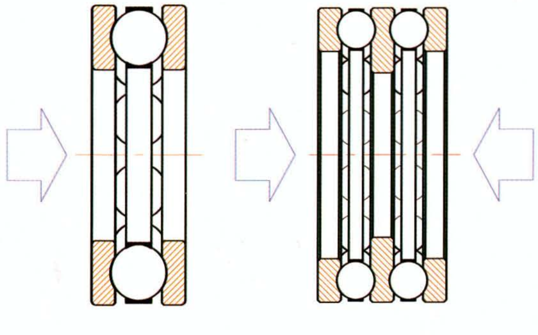


FIGURA 20.18. RODAMIENTOS PARA CARGAS AXIALES.

Los rodamientos axiales de bolas son los más adecuados para cargas axiales puras pequeñas y moderadas. Los rodamientos axiales de bolas de simple efecto sólo pueden soportar cargas axiales en un sentido. Para cargas axiales en ambos sentidos se necesitan rodamientos de doble efecto (figura 20.18).

Los rodamientos de bolas con contacto angular pueden soportar cargas axiales moderadas a altas velocidades. Los rodamientos de simple efecto pueden soportar además cargas radiales actuando simultáneamente con cargas axiales en una dirección, mientras que los rodamientos de doble efecto se usan para cargas axiales en las dos direcciones (figura 20.19).

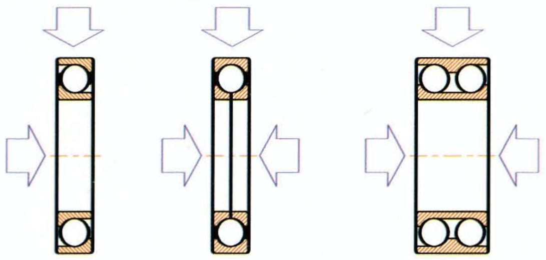


FIGURA 20.19. RODAMIENTOS DE BOLAS CON CONTACTO ANGULAR.

Para cargas axiales elevadas que actúan en un solo sentido, los rodamientos más indicados son los axiales de agujas (figura 20.20A), los de rodillos cilíndricos (figura 20.20B) y los de rodillos cónicos de simple efecto (figura 20.20C), así como los rodamientos axiales de rodillos a rótula (figura 20.20D), que también son capaces de soportar cargas radiales. Para cargas axiales pesadas alternas, se pueden montar dos rodamientos axiales de rodillos cilíndricos o de rodillos a rótula adyacentes entre sí (figura 20.20E).

Respecto a las cargas combinadas, éstas constan de una carga radial y una carga axial, que actúan simultáneamente. La capacidad que tiene un rodamiento de soportar una carga axial está determinada por su ángulo de contacto; cuanto mayor es este ángulo, tanto más adecuado es el rodamiento para soportar carga axial.

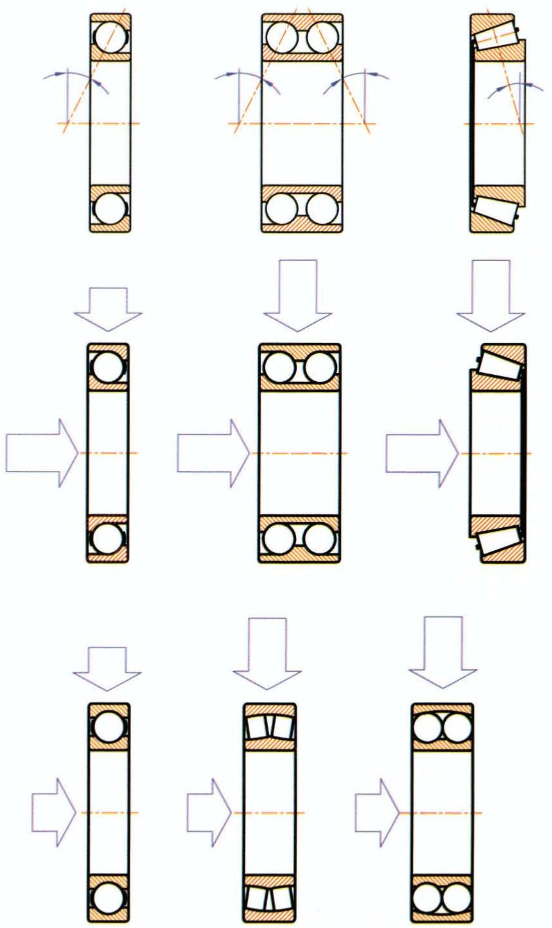


FIGURA 20.21. RODAMIENTOS APTOS PARA CARGAS COMBINADAS.

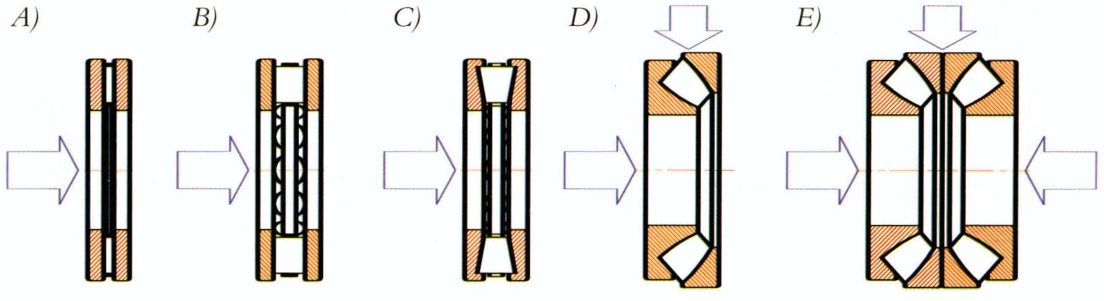


FIGURA 20.20. RODAMIENTOS PARA CARGAS AXIALES ELEVADAS.

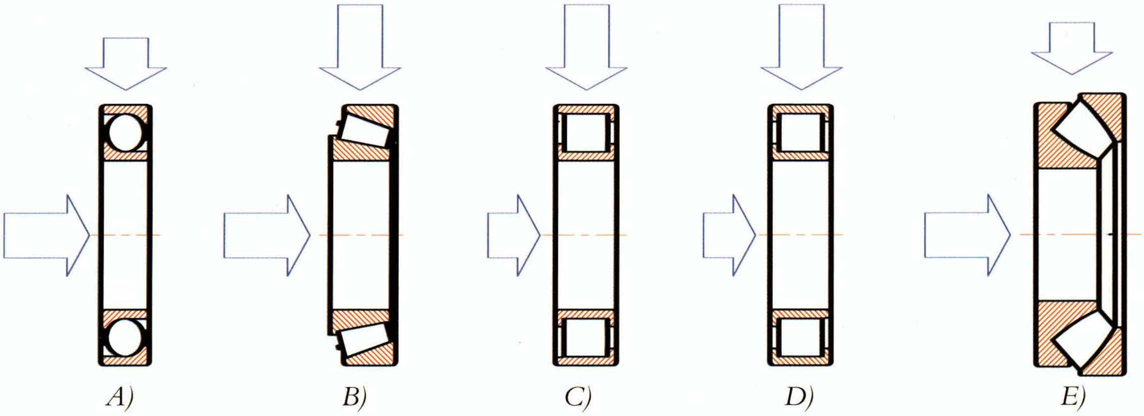


FIGURA 20.22. RODAMIENTOS APTOS PARA CARGAS RADIALES Y AXIALES EN UN SOLO SENTIDO.

Para soportar cargas combinadas (figura 20.21) se usan principalmente los rodamientos de bolas, con contacto angular de una o de dos hileras, y los rodamientos de rodillos cónicos de una hilera, aunque también se pueden emplear rodamientos rígidos de bolas o rodamientos de rodillos o de bolas a rótula.

Los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular (figura 20.22A), los de rodillos cónicos (figura 20.22B), algunos tipos de los de rodillos cilíndricos (figuras 20.22C y 20.22D) y los axiales de rodillos a rótula (figura 20.22E) pueden soportar cargas axiales sólo en un sentido. Para cargas de sentido variable, estos rodamientos deberán combinarse con un segundo rodamiento capaz de soportar las cargas axiales en el otro sentido.

Cuando la carga actúa excéntricamente sobre el rodamiento puede dar lugar a momentos flectores. Los rodamientos de dos hileras, tanto los rígidos de bolas (figura 20.23A) como los de bolas con contacto angular (figura 20.23B) o los de rodillos cónicos (figura 20.23C), pueden soportar momentos flectores, aunque son más adecuadas las parejas de una hilera de bolas con contacto angular (figura 20.23D) o los de rodillos cónicos (figura 20.23E), sobre todo en disposición espalda con espalda.

20.2.3. DESALINEACIÓN

Las desalineaciones angulares entre el eje y el soporte pueden producirse, por ejemplo, por flexión del eje bajo la carga de funcionamiento, cuando los asientos del rodamiento en el soporte no han sido mecanizados en una sola operación o cuando los ejes están soportados por rodamientos montados en soportes separados y a gran distancia entre sí (figura 20.24).

Los llamados rodamientos rígidos no pueden compensar ninguna desalineación. Por otra

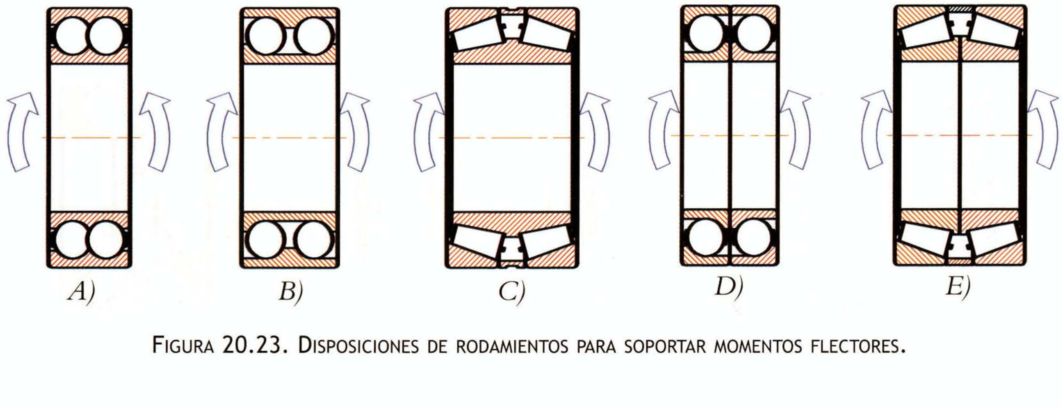


FIGURA 20.23. DISPOSICIONES DE RODAMIENTOS PARA SOPORTAR MOMENTOS FLECTORES.

parte, los rodamientos autoalineables, como los de bolas a rótula, los de rodillos a rótula y los axiales de rodillos a rótula (figura 20.25), son adecuados para absorber las desalineaciones originadas bajo las cargas de funcionamiento, así como los errores de alineación resultantes del mecanizado o del montaje.

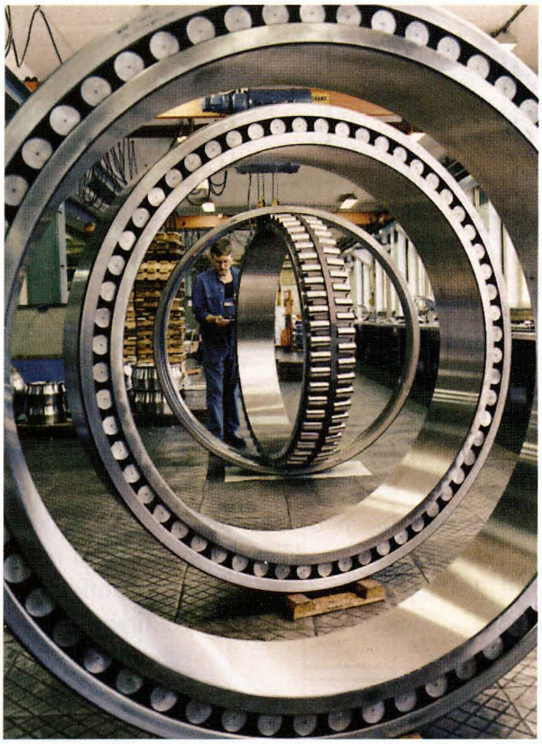


FIGURA 20.24. RODAMIENTOS A RÓTULA DE GRAN TAMAÑO. (CORTESÍA DE SKF.)

20.2.4. VELOCIDAD

La velocidad a la que puede funcionar un rodamiento está limitada por la temperatura máxima permisible de funcionamiento.

Los tipos de bajo rozamiento dan lugar a una generación interna de calor escasa en el propio rodamiento y, por consiguiente, son los más adecuados para funcionar a altas velocidades.

Las máximas velocidades pueden obtenerse con los rodamientos rígidos de bolas, cuando las cargas son radiales puras, y con los rodamientos de bolas con contacto angular cuando son combinadas. Generalmente, a igualdad de dimensiones, un rodamiento de bolas permite una mayor velocidad de funcionamiento que uno de rodillos.

Los rodamientos axiales no permiten obtener velocidades tan altas como los radiales.

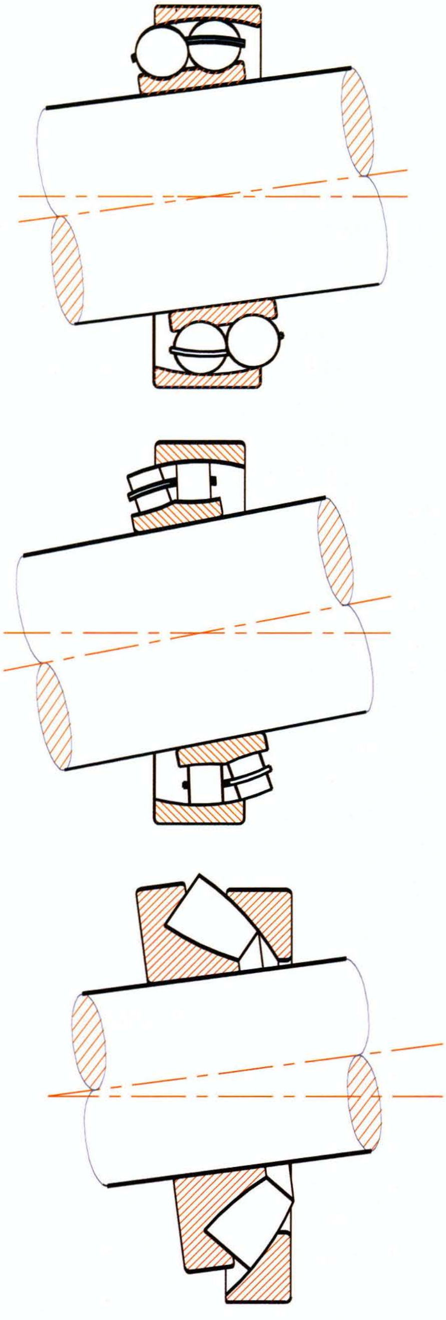


FIGURA 20.25. RODAMIENTOS AUTOALINEABLES.

20.2.5. Funcionamiento silencioso

En ciertas aplicaciones (por ejemplo, en pequeños motores eléctricos de electrodomésticos y equipos de oficina), el ruido producido por el motor al funcionar constituye un factor importante y puede influir en la elección del rodamiento. Hay rodamientos rígidos de bolas especialmente fabricados para estas aplicaciones.

20.2.6. Rigidez

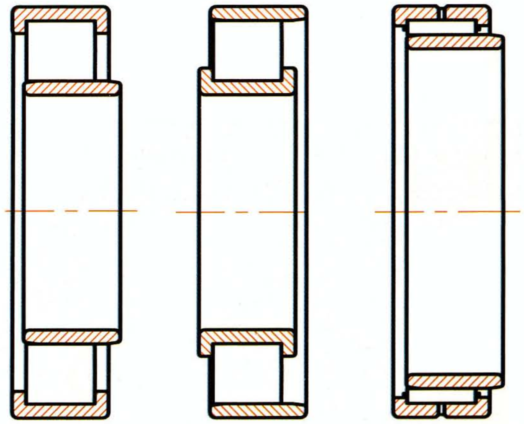
La rigidez de un rodamiento se caracteriza por la magnitud de la deformación elástica del rodamiento cargado. En la mayoría de los casos, esta deformación es muy pequeña y puede despreciarse. En otros casos, por ejemplo en husillos de máquinas herramienta o en transmisiones de engranajes cónicos, la rigidez es un factor importante que hay que tener en cuenta.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos y los de rodillos cónicos son más rígidos que los rodamientos de bolas debido a las condiciones de contacto entre los elementos rodantes. así como a los caminos de rodadura.

20.2.7. Desplazamiento axial

Un eje u otro elemento de una máquina se monta normalmente sobre un rodamiento fijo y un rodamiento libre. Los rodamientos fijos proporcionan al elemento de la máquina un enclavamiento axial en ambos sentidos. Los rodamientos más adecuados para este fin son los que absorben cargas combinadas o los que pueden proporcionar fijación axial en combinación con un segundo rodamiento.

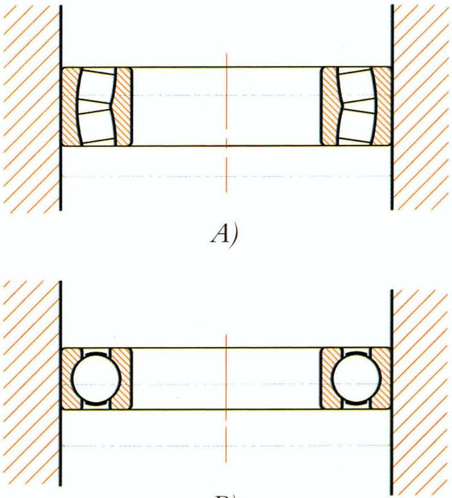
Los rodamientos libres deberán permitir los desplazamientos axiales para que no sufran esfuerzos adicionales, como resultado, por ejemplo, de la dilatación térmica del eje. Entre los rodamientos más indicados están los de agujas (figura 20.26C) y los de rodillos cilíndricos con uno de los aros sin pestañas (figuras 20.26A y 20.26B). Estos rodamientos permiten el desplazamiento axial de los rodillos con respecto a uno de los caminos de rodadura, de forma que tanto los aros interiores como los exteriores pueden montarse con ajustes de interferencia. Los valores para el desplazamiento axial permisible se enumeran en las tablas de rodamientos.



A) *B)* *C)*

Figura 20.26. Rodamientos que permiten desplazamiento axial.

En caso de que se utilicen rodamientos no desarmables (p. ej., rodamientos rígidos de bolas o rodamientos de rodillos o rótula) como rodamientos libres, uno de los aros del rodamiento se debe montar con ajuste con juego (figura 20.27).



A)

B)

Figura 20.27. Desplazamiento axial de rodamientos rígidos. *A)* Rodamiento rígido de rodillo y *B)* rodamiento rígido de bolas.

20.2.8. Montaje y desmontaje

Rodamientos con agujero cilíndrico

Los rodamientos con agujero cilíndrico son más fáciles de montar cuando son de diseño desarmable (es decir, cuando pueden separarse alguno o los dos aros del conjunto formado por la jaula y los elementos rodantes). Esta circunstancia es particularmente importante si se requieren ajustes con apriete para los dos aros. Se utilizan también cuando se precisa un montaje y desmontaje frecuente del rodamiento.

Los aros interiores de estos rodamientos, por ejemplo de rodamientos de rodillos cilíndricos, de los de rodillos cónicos, de los de agujas y de los axiales (figura 20.28) se pueden montar independientemente de los aros exteriores.

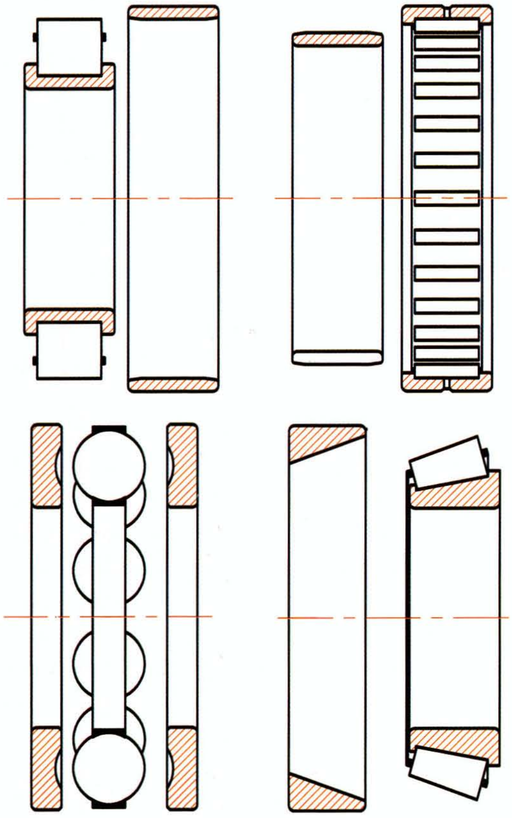


Figura 20.28. Rodamientos desarmables.

Entre los tipos de rodamientos no desarmables figuran los rodamientos rígidos de bolas y los de bolas a rótula, así como los rodamientos de rodillos a rótula (figura 20.29).

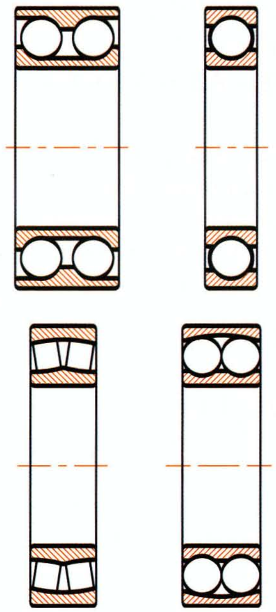
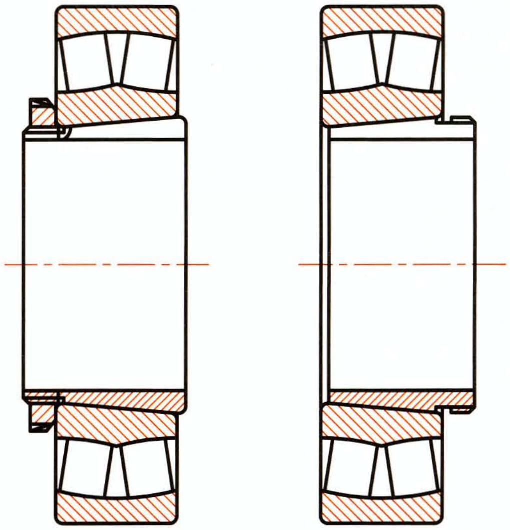


Figura 20.29. Rodamientos no desarmables.

Rodamientos con agujero cónico

Los rodamientos con agujero cónico pueden montarse sobre un eje cónico o sobre un eje cilíndrico, usando para ello un manguito de fijación (figura 20.30A) o de desmontaje (figura 20.30B). Este tipo de rodamientos es fácil de montar y desmontar.



A) *B)*

Figura 20.30. Rodamientos con agujero cónico.

20.3. Criterios para la selección del tamaño del rodamiento

Existen distintos factores que es conveniente conocer para elegir el tamaño adecuado del rodamiento.

20.3.1. Capacidad de carga y vida

El tamaño del rodamiento que va a utilizarse para una determinada aplicación se selecciona inicialmente de acuerdo con su capacidad de carga comparada con las exigencias de duración y fiabilidad requeridas por la aplicación en cuestión.

Capacidad de carga

Ésta se determina en los cálculos por medio de valores numéricos que representan las capacidades de carga nominales básicas de los rodamientos. En las tablas de rodamientos se indican los valores de la capacidad de carga dinámica *C* y de la capacidad de carga estática *Co* de los diferentes rodamientos.

La capacidad de carga dinámica *C* se usa para los cálculos en que intervienen rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos, es decir, rodamientos que giran sometidos a carga. Expresa la carga que puede soportar el rodamiento y alcanza una vida nominal de 1.000.000 de revoluciones.

Por su parte, la capacidad de carga estática *Co* se usa en los cálculos cuando los rodamientos giran a velocidades muy bajas, cuando están sometidos a movimientos lentos de oscilación o cuando están estacionarios bajo carga durante ciertos períodos. También debe tenerse en cuenta, cuando sobre un rodamiento giratorio (sometido a esfuerzos dinámicos), actúan elevadas cargas de choque de corta duración.

Vida

La vida de un rodamiento se define como el número de revoluciones (o de horas a una velocidad constante determinada) que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga (desconchado) en uno de sus aros o de sus elementos rodantes.

Existen también otros conceptos de vida en un rodamiento. Uno de ellos es la *vida de servicio,* que es la duración real alcanzada por un rodamiento dado antes de fallar. El fallo generalmente no se debe a la fatiga, sino al desgaste, la corrosión, el fallo de obturación, etcétera.

20.4. Dimensiones de los rodamientos

Los rodamientos también tienen normalizadas sus dimensiones. A la hora de seleccionar un rodamiento, se deberá elegir uno cuyas dimensiones sean las normalizadas. Esta normalización trata de restringir el número de rodamientos para asegurar una producción económica y poder disponer de un número de tamaños de rodamientos suficiente para satisfacer las necesidades de los usuarios. Los fabricantes de rodamientos facilitan los catálogos de sus productos, donde pueden verse las dimensiones normalizadas de todos ellos, junto con la especificación de sus características técnicas.

La Organización Internacional de Normalización (ISO) ha establecido un plan de dimensiones para rodamientos de series métricas (ISO 15 para rodamientos radiales exceptuando los de rodillos cónicos, ISO 355 para rodamientos de rodillos cónicos radiales de series métricas, e ISO 104 para rodamientos axiales). Estos planes de dimensiones han sido adoptados también por la norma UNE en las normas UNE 18037-84, UNE 18088-84 y UNE 18047-82. En los anexos aparecen tablas con las dimensiones de distintos tipos de rodamientos y su designación comercial. Para estos elementos se ha optado por la designación comercial en lugar de por la que indica la marca, porque es la utilizada en la práctica habitual.

Las tolerancias dimensionales y geométricas con que se fabrican el aro exterior y el interior están también normalizadas. Las normas UNE 18031-91 y UNE 18064-81 especifican las tolerancias para las dimensiones principales de los rodamientos. Normalmente, todos los fabricantes de rodamientos incluyen en sus catálogos las tablas de tolerancias correspondientes. De esta forma, únicamente es necesario determinar las

tolerancias del alojamiento del aro exterior y del eje que monta en el aro interior en función de las recomendaciones que da el fabricante de los rodamientos (tablas 20.4 y 20.5).

20.5. Montaje de los rodamientos

20.5.1. Disposición de los rodamientos

El montaje de un componente giratorio de una máquina, por ejemplo un eje, precisa generalmente dos rodamientos para soportarlo y situarlo radial y axialmente con relación a la parte estacionaria de la máquina (el alojamiento o soporte). Uno de los rodamientos debe estar fijo y el otro libre.

El rodamiento fijo en uno de los extremos del eje proporciona soporte radial y, al mismo tiempo, fija el eje axialmente en ambos sentidos, por lo que el rodamiento debe quedar sujeto lateralmente en el eje y en el alojamiento.

Los rodamientos radiales que soportan cargas combinadas son adecuados para emplearlos como rodamientos fijos; por ejemplo, se pueden utilizar los rodamientos rígidos de bolas, los rodamientos de bolas con contacto angular (figura 20.31), los rodamientos de bolas a rótula (figura 20.32) y los rodamientos de rodillos cónicos.

El término *fijación cruzada* se emplea para describir aquellas disposiciones en las que cada uno de los dos rodamientos fija el eje axialmente en un solo sentido, siendo los dos sentidos opuestos. Esta disposición se usa principalmente para ejes cortos. Son adecuados todos los tipos de rodamientos radiales capaces de soportar cargas axiales al menos en un sentido, como por ejemplo los rodamientos rígidos de bolas, los de bolas con contacto angular, los de rodillos a rótula y los de rodillos cónicos (figura 20.33).

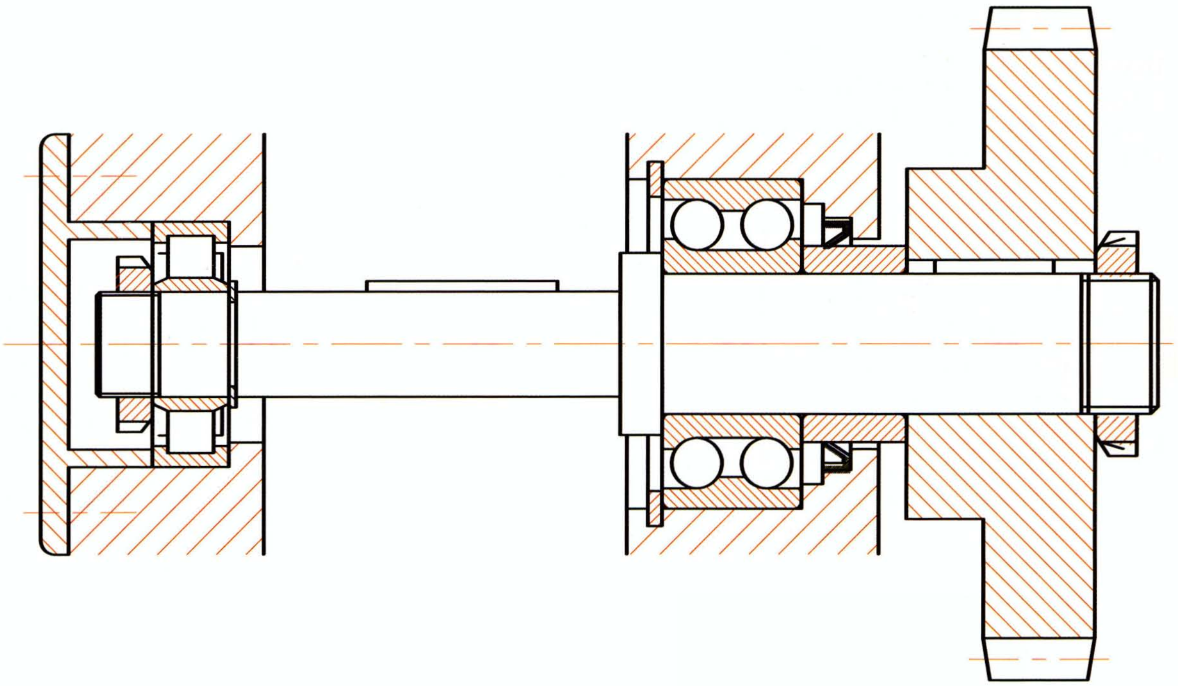


Figura 20.31. Disposición de rodamientos. Rodamiento de rodillos cilíndricos sin pestaña en aro interior, libre a la izquierda y fijo a la derecha.

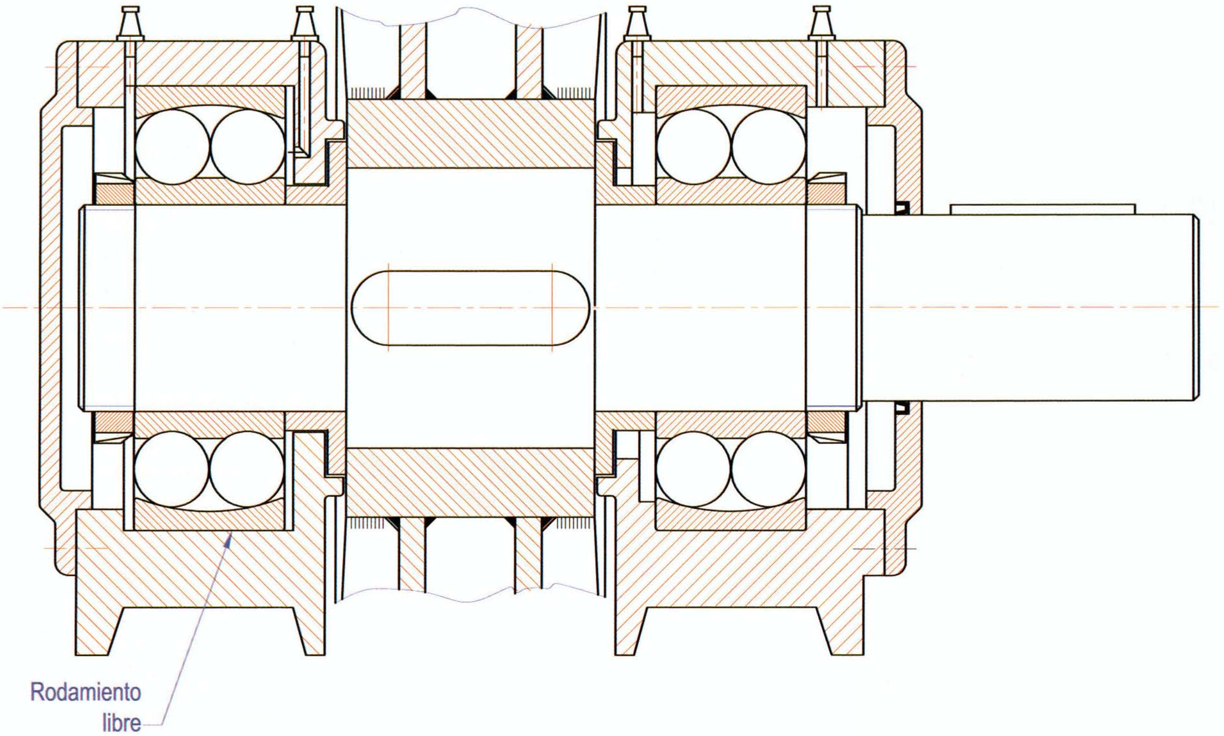


FIGURA 20.32. DISPOSICIÓN DE RODAMIENTOS. RODAMIENTOS DE BOLAS A RÓTULA. RODAMIENTO LIBRE A LA IZQUIERDA Y RODAMIENTO FIJO A LA DERECHA.

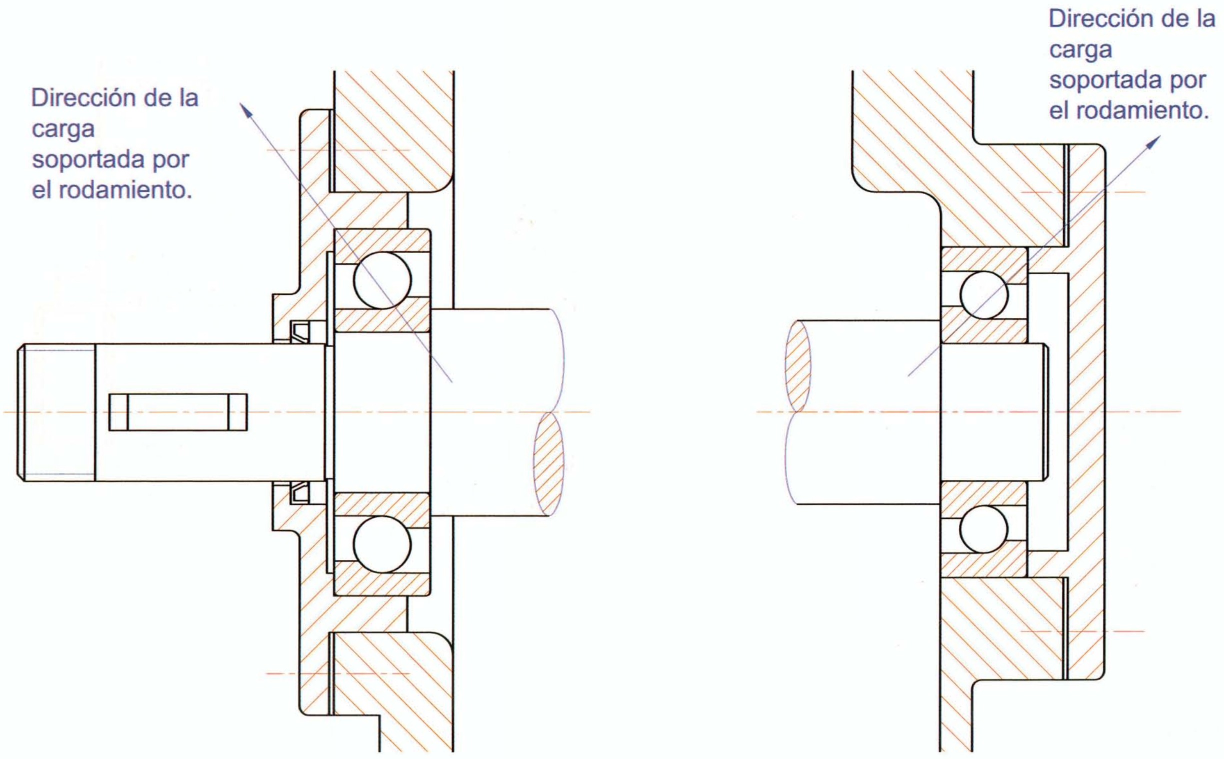


FIGURA 20.33. FIJACIÓN CRUZADA.

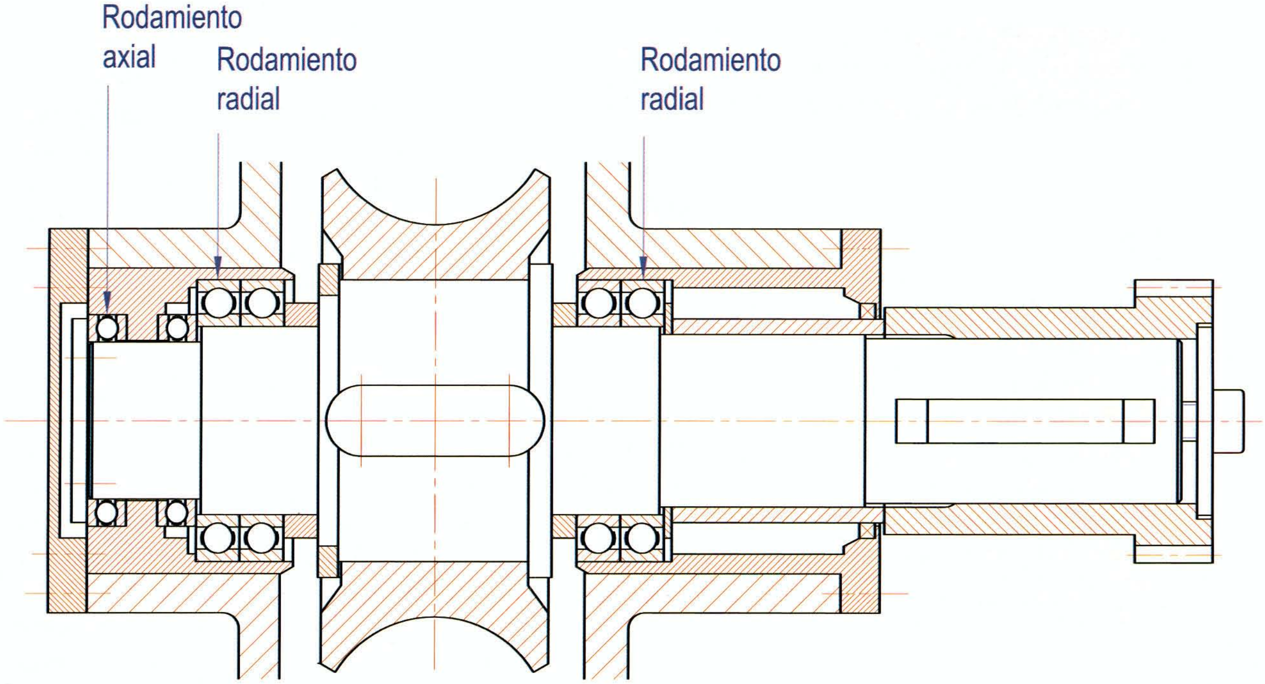


FIGURA 20.34. COMBINACIÓN DE RODAMIENTOS.

También se puede utilizar una combinación de rodamientos para conseguir los efectos buscados. Por ejemplo, dos rodamientos rígidos de una hilera de bolas para absorber las cargas puramente radiales y un rodamiento axial de bolas para absorber las cargas axiales (figura 20.34).

20.5.2. FIJACIÓN RADIAL DE LOS RODAMIENTOS

Para poder aprovechar al máximo la capacidad de carga de un rodamiento, sus aros o sus arandelas deben quedar apoyados en toda su circunferencia y en toda la anchura del camino de rodadura. El apoyo ha de ser firme y uniforme, y se puede conseguir por medio de un asiento cilíndrico o cónico o, en el caso de las arandelas, por medio de una superficie de apoyo plana.

Normalmente, el único modo de conseguir una fijación radial satisfactoria y un apoyo adecuado consiste en montar los aros con las tolerancias correctas. No obstante, cuando se requiere un rodamiento de fácil montaje y desmontaje, o cuando el rodamiento deba tener libertad para moverse axialmente, los ajustes con aprieto no se pueden utilizar.

Selección del ajuste

A la hora de seleccionar un ajuste, se deberán tener en cuenta los factores y directrices generales que se detallan a continuación:

- **Condiciones de giro**

Cuando actúa una fuerza radial, un aro de un rodamiento en rotación está sometido a un fenómeno de *laminación* entre los cuerpos rodantes y su asiento (bien el eje, bien el alojamiento del rodamiento). Este fenómeno de laminación ocasiona desgastes que deterioran el mecanismo. Para evitar este fenómeno, es necesario evitar el movimiento de giro relativo entre el aro y el asiento mediante un ajuste con apriete.

El otro aro del rodamiento, el aro fijo, no sufre ninguna laminación, y está sometido única-

mente a una compresión estática producida por la carga radial. De esta forma, en este aro no es necesario el ajuste con aprieto, y se puede dejar libre (ajuste con juego, o incluso indeterminado).

Así pues, *un aro fijo* con respecto a la dirección de aplicación de la carga *puede ser montado libre* en su asiento (ajuste sin aprieto). Por el contrario, *un aro giratorio* con respecto a la dirección de aplicación de la carga *debe ser montado con apriete* en su alojamiento.

De una forma más general, pueden presentarse tres tipos de condiciones de giro diferentes, de acuerdo con el movimiento de los aros del rodamiento con respecto a la dirección de carga: carga rotativa, carga fija y carga de dirección indeterminada.

La *carga rotativa* se produce cuando gira el aro del rodamiento y la carga permanece fija, o cuando el aro permanece fijo y la carga es rotativa. En cualquiera de los dos casos, todos los puntos del camino de rodadura están sometidos a la carga al cabo de una revolución. En este caso debe usarse un ajuste con apriete entre el aro y su alojamiento para evitar desgastes del aro debido al fenómeno de laminación anteriormente descrito.

La condición de *carga fija* se da cuando no giran ni el aro ni la carga o cuando giran los dos a la vez con la misma velocidad. En este caso no se requiere un ajuste con apriete, a no ser que sea por otras razones.

Entre las *cargas de dirección indeterminada* se encuentran las cargas externas variables, cargas de choques, vibraciones y desequilibrios en máquinas, etcétera. Por motivos de seguridad se recomienda usar ajustes con apriete para los dos aros del rodamiento.

- **Magnitud de la carga**

La carga sobre el aro interior hace que el mismo se expanda, con lo que se afloja su ajuste con apriete. En este caso, bajo la influencia de una carga rotativa, puede producirse el giro del aro en el asiento. El grado de interferencia entre el aro y su asiento debe, por lo tanto, estar en relación con la magnitud de la carga: cuanto mayor sea la carga (especialmente si tiene carácter de choque), tanto mayor será el apriete requerido.

- **Condiciones de temperatura**

Los aros de un rodamiento, en servicio, alcanzan normalmente temperaturas superiores a las de los ejes y alojamientos correspondientes, lo cual puede ser causa de que se afloje el ajuste del aro interior sobre su asiento, o bien de que el aro exterior se dilate y anule su holgura en el alojamiento, quedando con ello limitada la libertad del movimiento axial.

- **Facilidad de montaje y desmontaje**

Para las aplicaciones en las que se desea facilitar el montaje y el desmontaje, se prefieren ajustes con poca interferencia para los rodamientos. Cuando las condiciones de funcionamiento imponen el uso de ajustes de apriete y, además, resulte esencial que el montaje y desmontaje sean fáciles de realizar, los rodamientos desarmables o los de agujero cónico con manguito de fijación o de desmontaje pueden ser en muchos casos los más adecuados.

- **Desplazamiento de un rodamiento libre**

Cuando se usa un rodamiento no desmontable como rodamiento libre, es necesario que uno de los aros tenga libertad para moverse axialmente en todo momento durante el funcionamiento del rodamiento. Ello se consigue usando un ajuste con juego para el aro que soporta la carga fija.

Si se usan rodamientos de rodillos cilíndricos o de agujas que tengan uno de los aros sin pestañas, pueden entonces montarse con ajuste fijo tanto los aros interiores como los exteriores, ya que el posible movimiento axial se lleva a cabo dentro del rodamiento.

Ajustes recomendados

Las tolerancias para el agujero y para el diámetro exterior de los rodamientos están normalizadas. La norma UNE 18-031-91, equivalente a la ISO 492-1986, establece las tolerancias para rodamientos radiales, y la norma UNE 18-064-81, equivalente a la ISO 199-1979, establece las tolerancias para rodamientos axiales de bolas. Los valores de estas tolerancias se recogen en las tablas 20.1, 20.2 y 20.3.

Diámetro interior rodamiento (mm)		Tolerancia (µm) ϕ interior rodamiento		Diámetro exterior rodamiento (mm)		Tolerancia (µm) ϕ exterior rodamiento	
Más de	**Hasta**	**Di**	**Ds**	**Más de**	**Hasta**	**di**	**ds**
3	6	–8	0	10	18	–8	0
6	10	–8	0	18	30	–9	0
10	18	–8	0	30	50	–11	0
18	30	–10	0	50	80	–13	0
30	50	–12	0	80	120	–15	0
50	80	–15	0	120	150	–18	0
80	120	–20	0	150	180	–25	0
120	180	–25	0	180	250	–30	0
180	250	–30	0	250	315	–35	0
250	315	–35	0	315	400	–40	0
315	400	–40	0	400	500	–45	0
400	500	–45	0	500	630	–50	0
500	630	–50	0	630	800	–75	0
630	800	–75	0	800	1.000	–100	0
800	1.000	–100	0	1.000	1.250	–125	0
1.000	1.250	–125	0	1.250	1.600	–160	0
1.250	1.600	–160	0	1.600	2.000	–200	0
1.600	2.000	–200	0	2.000	2.500	–250	0

TABLA 20.1. *Tolerancias para rodamientos radiales, excepto rodamientos de rodillos cónicos. (UNE 18-031-91, ISO 492-1986.)*

Diámetro interior rodamiento (mm)		Tolerancia (µm) ϕ interior rodamiento		Diámetro exterior rodamiento (mm)		Tolerancia (µm) ϕ exterior rodamiento	
Más de	**Hasta**	**Di**	**Ds**	**Más de**	**Hasta**	**di**	**ds**
10	18	–12	0	18	30	–12	0
18	30	–12	0	30	50	–14	0
30	50	–12	0	50	80	–16	0
50	80	–15	0	80	120	–18	
80	120	–20	0	120	150	–18	0
120	180	–25	0	150	180	–25	0
180	250	–30	0	180	250	–30	0
250	315	–35	0	250	315	–35	0
315	400	–40	0	315	400	–40	0
				400	500	–45	0
				500	630	–50	0

TABLA 20.2. *Tolerancias para rodamientos de rodillos cónicos. (UNE 18-031-91, ISO 492-1986.)*

Diámetro interior rodamiento (mm)		Tolerancia (µm) ϕ interior rodamiento		Diámetro exterior rodamiento (mm)		Tolerancia (µm) ϕ exterior rodamiento	
Más de	**Hasta**	**Di**	**Ds**	**Más de**	**Hasta**	**di**	**ds**
–	18	–8	0	10	18	–11	0
18	30	–10	0	18	30	–13	0
30	50	–12	0	30	50	–16	0
50	80	–15	0	50	80	–19	0
80	120	–20	0	80	120	–22	0
120	180	–25	0	120	150	–25	0
180	250	–30	0	180	180	–30	0
250	315	–35	0	250	315	–35	0
315	400	–40	0	315	400	–40	0
400	500	–45	0	400	500	–45	0
500	630	–50	0	500	630	–50	0
630	800	–75	0	630	800	–75	0
800	1.000	–100	0	800	1.000	–100	0
1.000	1.250	–125	0	1.000	1.250	–125	0
				1.250	1.600	–160	0

TABLA 20.3. *Tolerancias para rodamientos axiales de bolas. (UNE 18-064-81, ISO 199-1979.)*

En estas normas se establecen las diferencias superior e inferior, *ds, di* y *Ds, Di,* correspondientes a los aros exterior e interior, respectivamente, en el caso de los rodamientos radiales, y a la arandela de alojamiento y de eje, respectivamente, en los rodamientos axiales. Nótese que ni las series de diámetros ni los valores de las diferencias corresponden a los valores de las tolerancias ISO normalizadas vistas en capítulos anteriores.

El ajuste de apriete o el ajuste con juego de los rodamientos con agujero y diámetro exterior cilíndricos se consigue seleccionando las gamas adecuadas de tolerancias para el eje y para el alojamiento en el sistema de tolerancias ISO. Solamente se utiliza un número limitado de zonas de tolerancia ISO para las aplicaciones de los rodamientos.

Los rodamientos con agujero cónico se pueden montar directamente sobre el asiento de un eje cónico, o bien sobre un eje cilíndrico con un manguito cónico interpuesto *(manguito de fijación o manguito de desmontaje).*

En caso de que se monten los rodamientos con manguitos de fijación o manguitos de desmontaje, se podrán usar mayores tolerancias de diámetro para el asiento del manguito, aunque se deberán reducir las tolerancias para el error de forma cilíndrica.

Las tablas 20.4 y 20.5 ofrecen recomendaciones para el ajuste adecuado de los ejes y de los alojamientos.

Rodamientos radiales con agujero cilíndrico					
Condiciones de aplicación	**Ejemplo**	**Diámetros del eje en mm**			**Tolerancia**
		Rodamientos de bolas	**Rodamientos de agujas, de rodillos cilíndricos o cónicos**	**Rodamientos de rodillos a rótula**	
Carga rotativa sobre el aro interior o dirección indeterminada de la carga					
Cargas ligeras o variables	Transportadoras	(18) a 100	$\leq$ 40	–	j6
	Rodamientos poco cargados en reductores	(100) a 140	(40) a 100	–	k6
Cargas normales y elevadas	Aplicaciones en general,	$\leq$ 18	–	–	j5
	motores eléctricos,	(18) a 100	$\leq$ 40	$\leq$ 40	k5 (k6)[1]
	turbinas, bombas,	(100) a 140	(40) a 100	(40) a 65	m5 (m6)[1]
	motores de combustión,	(140) a 200	(100) a 140	(65) a 100	m6
	interna, engranajes,	(200) a 280	(140) a 200	(100) a 140	n6
	máquinas para trabajar la	–	(200) a 400	(140) a 280	p6
	madera	–	–	(280) a 500	r6
		–	–	> 500	r7
Cargas muy elevadas y cargas	Cajas de grasa para material	–	(50) a 140	(50) a 100	n6
de choque en condiciones	ferroviario pesado, motores de	–	(140) a 200	(100) a 140	p6
de trabajo difíciles	tracción, trenes de laminación	–	> 200	>140	r6
Cargas ligeras y giro	Máquinas-herramientas	$\leq$ 18	–	–	h5
	con gran exactitud	(18) a 100	$\leq$ 40	–	j5
		(100) a 200	(40) a 140	–	k5
		–	(140) a 200	–	m5
Carga fija sobre el aro interior					
⋆ El aro interior debe poder desplazarse fácilmente sobre el eje	Ruedas sobre ejes fijos (ruedas locas)	–	–	–	g6[2]
⋆ No es necesario que el aro interior pueda deslizarse fácilmente	Poleas tensoras Poleas para cable	–	–	–	h6
Cargas puramente axiales					
	Cualquier aplicación	<250	<250	<250	j6
		>250	>250	>250	js6

[1] Las tolerancias entre paréntesis se emplean generalmente para rodamientos de rodillos cónicos y de una hilera de bolas con contacto angular.

[2] Para rodamientos grandes se puede adoptar la tolerancia *f6*, a fin de asegurar que puedan desplazarse fácilmente sobre el eje.

TABLA 20.4. *Ajustes para ejes macizos de acero. (Datos suministrados por cortesía de SKF.)*

Rodamientos axiales		
Condiciones de aplicación	**Diámetros del eje en mm**	**Tolerancia**
Cargas axiales puras		
Rodamientos axiales de bolas		h6
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos		h6 (h8)
Coronas axiales de rodillos cilíndricos		h8
Cargas radiales y axiales combinadas sobre rodamientos axiales de rodillos a rótula		
Carga fija sobre la arandela del eje	< 250	j6
	> 250	js6
Carga rotativa sobre la arandela de eje o dirección indeterminada	< 200	k6
de la carga	(200) a 400	m6
	> 400	n6

(Las tolerancias entre paréntesis se emplean generalmente para rodamientos de rodillos cónicos y de una hilera de bolas de contacto angular.)

TABLA 20.4. (CONT.) *Ajustes para ejes macizos de acero. (Datos suministrados por cortesía de SKF.)*

Rodamientos radiales - Alojamientos enterizos			
Condiciones de aplicación	**Ejemplos**	**Tolerancia**	**Desplazamiento del aro exterior**
Cargas rotativas sobre el aro exterior			
Cargas pesadas sobre rodamientos en alojamientos de paredes delgadas, cargas de choque elevadas	Cubos de rueda de rodamientos de rodillos, cabezas de biela	P7	No es posible
Cargas normales o elevadas	Cubos de rueda con rodamientos de bolas, cabezas de biela, ruedas de traslación en grúas	N7	No es posible
Cargas ligeras o variables	Rodillos transportadores, poleas para cable, poleas tensoras	M7	No es posible
Dirección indeterminada de la carga			
Cargas de choque elevadas	Motores eléctricos de tracción	M7	No es posible
Cargas normales o elevadas. No es necesario que pueda desplazarse el aro exterior	Motores eléctricos, bombas, rodamientos de soporte para cigüeñales	K7	No es posible en general
Giro exacto o silencioso			
	Rodamientos de rodillos para husillo de máquinas herramienta	K6	No es posible en general
	Rodamientos de bolas para husillos de rectificadoras, motores eléctricos pequeños	J6	Es posible
	Motores eléctricos pequeños	H6	Es posible fácilmente

Tabla 20.5. *Ajustes para alojamientos de fundición de acero. (Datos suministrados por cortesía de SKF.)*

Rodamientos radiales - Alojamientos enterizos o partidos			
Condiciones de aplicación	**Ejemplos**	**Tolerancia**	**Desplazamiento del aro exterior**
Dirección indeterminada de la carga			
Cargas ligeras y normales; es deseable que el aro exterior pueda desplazarse axialmente	Máquinas eléctricas de tamaño mediano, bombas, rodamientos de soporte para cigüeñales	J7	Es posible en general
Carga fija sobre aro exterior			
Cargas de todas clases de grasa para material ferroviario	Aplicaciones en general, cajas	H7	Es posible
Cargas ligeras y normales	Construcciones mecánicas en general	H8	Es posible
Transmisión de calor a través del eje; máquinas eléctricas con rodamientos de rodillos a rótula	Cilindros secadores, grandes	G7	Es posible

Rodamientos axiales			
Condiciones de aplicación	**Ejemplos**	**Tolerancia**	**Desplazamiento del aro exterior**
Cargas axiales puras			
Rodamientos axiales de bolas		H8	
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos			H7(H9)
Cargas radiales combinadas en rodamientos axiales de rodillos a rótula			
Carga fija sobre la arandela de alojamiento			H7
Carga rotativa sobre la arandela de alojamiento		M7	

TABLA 20.5. (CONT.) *Ajustes para alojamientos de fundición de acero. (Datos suministrados por cortesía de SKF.)*

Tolerancias dimensionales y geométricas de ejes y asientos para rodamientos

Las tolerancias de los asientos cilíndricos para rodamientos en ejes y en agujeros de alojamientos, la precisión de los asientos para las arandelas de los rodamientos axiales y la precisión de las superficies de apoyo lateral para los aros de rodamientos proporcionadas por los resaltes de los ejes y de los alojamientos, etc., deben ser conformes a la precisión de las dimensiones, la forma y el giro que han de considerarse a la hora de mecanizar los asientos y los resaltes. Salvo recomendación expresa del fabricante del rodamiento, los valores de tolerancias que se deben considerar son los que se indican a continuación (en los siguientes apartados, el significado de IT, como por ejemplo IT7, es el valor de la franja de tolerancia de índice de calidad según la tabla 13.2 para la dimensión del elemento al que se aplica la tolerancia).

• Tolerancias dimensionales

Para rodamientos con tolerancias normales, la precisión de las dimensiones de los asientos cilíndricos sobre el eje debe ser por lo menos de calidad IT6, mientras que en el alojamiento debe ser al menos de calidad IT7.

Cuando se emplean manguitos de fijación o de desmontaje sobre ejes cilíndricos, se pueden usar mayores tolerancias para los diámetros (calidades IT9 o IT10) de asiento de los manguitos en el eje. Para rodamientos de mayor preci-

sión se deberán usar grados superiores acordes a la precisión requerida.

• Tolerancias de cilindricidad

La tolerancia de cilindricidad para los asientos de los rodamientos debe ser de 1 a 2 calidades IT inferior (más precisa) a la tolerancia dimensional formulada, dependiendo de las exigencias. Por ejemplo, si el asiento de un rodamiento sobre su eje ha sido mecanizado con tolerancia *m*6, la precisión de la forma deberá ser IT5 o IT4.

La tabla 20.6 presenta los valores de las tolerancias para la forma cilíndrica.

Para montar los rodamientos sobre manguitos de fijación o manguitos de desmontaje, la cilindricidad del asiento del manguito deberá ser igual a IT5/2 (para *h*9) y a IT7/2 (para *h*10) (figura 20.35).

• Tolerancias de perpendicularidad

Los apoyos laterales para los aros de los rodamientos deben tener una tolerancia un índice IT más preciso que la tolerancia del diámetro del asiento cilíndrico asociado (figura 20.35).

Para los asientos de las arandelas de los rodamientos axiales, la tolerancia de perpendicularidad coincide con los valores de grado IT5. En la tabla 20.6 se pueden encontrar valores orientativos de perpendicularidad y de cilindricidad.

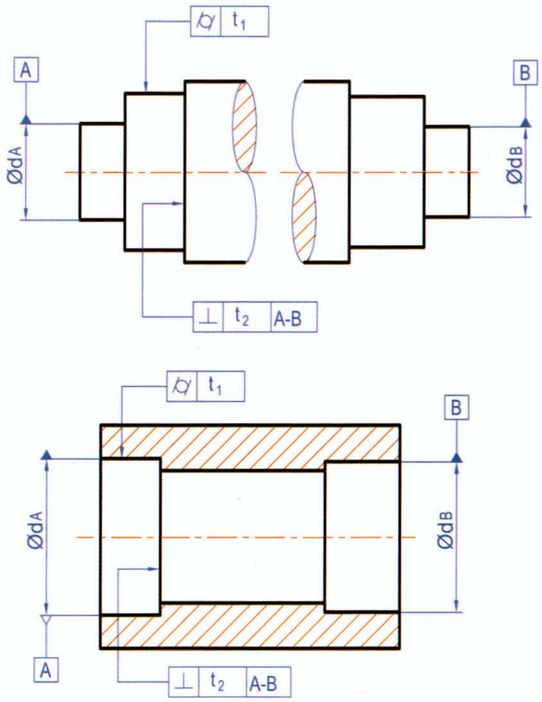


FIGURA 20.35. TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS.

Superficie característica	Desviaciones permisibles	
	Zona de tolerancia	Valor de tolerancia
ASIENTO CILÍNDRICO		
Cilindricidad	t_1	IT5/2
RESALTE PLANO		
Perpendicularidad	t_2	IT5

TABLA 20.6. *Tolerancias de forma y posición para asientos en ejes y alojamientos.*

Rugosidad de las superficies de los asientos de los rodamientos

La rugosidad de las superficies de los asientos para los rodamientos no influye en su funcionamiento en el mismo grado que las precisiones de dimensiones, forma y giro de aquéllos. Sin embargo, cuanto más lisas sean las superficies de ajuste, mayor precisión se obtendrá en el ajuste de apriete deseado.

Diámetro del asiento d(D) (mm)		Valor de Ra recomendado para asientos rectificados (µm)		
Más de	Hasta inclusive	IT7	IT6	IT5
–	80	1,6 (N7)	0,8 (N6)	0,4 (N5)
80	500	1,6 (N7)	1,6 (N7)	0,8 (N6)
500	1250	3,2 (N8)	1,6 (N7)	1,6 (N7)

TABLA 20.7. *Valores recomendados para la rugosidad superficial de los asientos de rodamientos.*

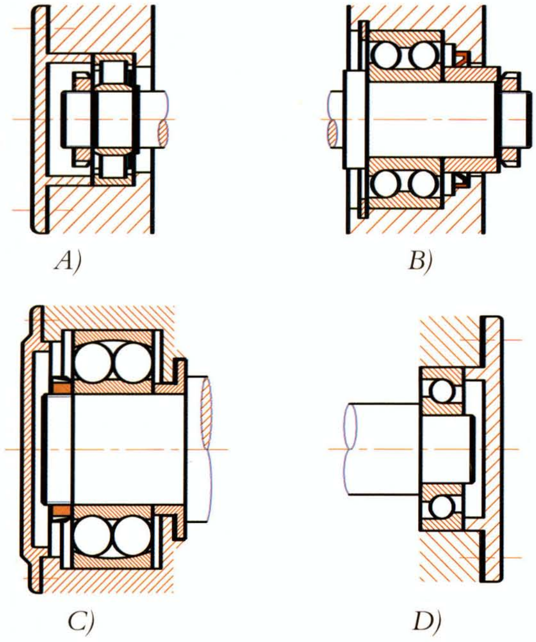


FIGURA 20.36. SUJECIÓN AXIAL DE LOS RODAMIENTOS.

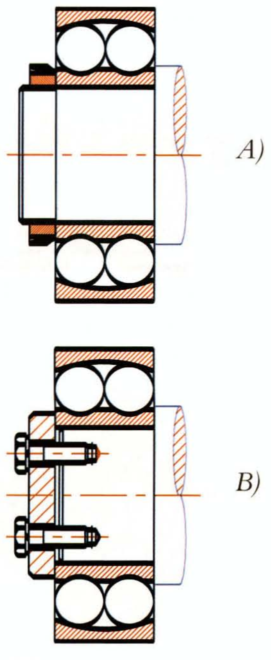


FIGURA 20.37. SUJECIÓN DE LOS AROS INTERIORES.

Las disposiciones de rodamientos menos exigentes admiten grados de rugosidad superficial relativamente altos. La tabla 20.7 ofrece valores orientativos de la rugosidad superficial media *Ra* para asientos de rodamientos de diferentes precisiones que exigen un alto grado de precisión.

Estos valores son válidos para asientos rectificados. Sin embargo, para asientos torneados, la rugosidad puede ser una o dos clases más basta.

20.5.3. FIJACIÓN AXIAL DE LOS RODAMIENTOS

Generalmente, un ajuste de apriete no es suficiente por sí solo para realizar la fijación axial del aro de un rodamiento, por lo que normalmente se necesita un medio adecuado de fijación axial segura del aro.

Los dos aros de los rodamientos fijos se deben sujetar axialmente por ambas caras (figura 20.36B). Por otra parte, cuando se usan como rodamientos libres tipos no desmontables, basta con fijar axialmente el aro que tiene el ajuste más fuerte (generalmente el aro interior), debiendo quedar el otro aro libre para moverse en sentido axial con relación a su asiento (figura 20.36C). Cuando se usan como rodamientos libres rodamientos desmontables (p. ej., de rodillos cilíndricos sin pestañas en uno de los aros), se deben sujetar las dos caras de los dos aros (figura 20.36A).

Para rodamientos con *fijación cruzada*, sólo se requiere fijar axialmente los aros del rodamiento por un lado (figura 20.36D).

Métodos de fijación

Los rodamientos montados con ajuste de apriete se apoyan en general en uno de los lados contra un resalte en el eje (figura 20.38A) o en el alojamiento (figura 20.40A).

En el lado opuesto, los aros interiores normalmente se sujetan mediante una tuerca de fijación y una arandela de retención (figura 20.37A), o por medio de una placa situada en el extremo del eje (figura 20.37B).

En la figura 20.38 puede verse detalladamente el montaje de fijación axial del aro interior del rodamiento, que apoya una cara contra un resalte del eje y sujeta la otra cara con una tuerca de fijación y la arandela de retención, cuya función es servir como un seguro de inmovilización de giro para evitar que se afloje la tuerca.

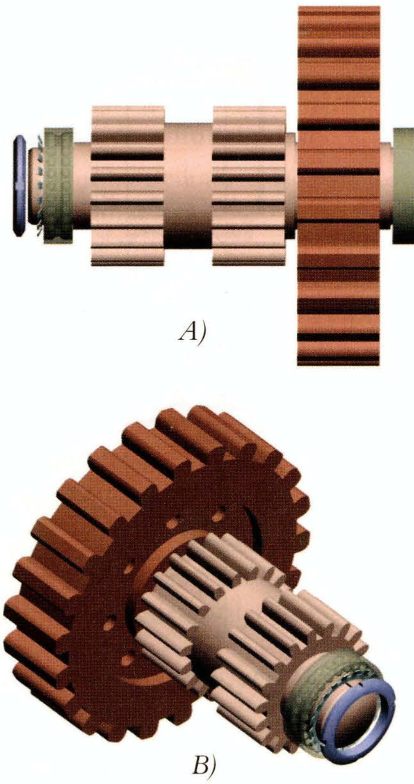


FIGURA 20.38. SUJECIÓN DE LOS AROS INTERIORES MEDIANTE ARANDELA DE RETENCIÓN Y TUERCA DE FIJACIÓN.

Los aros exteriores quedan retenidos generalmente por la tapa del alojamiento (figura 20.39A) o, en casos especiales, por un aro roscado (figura 20.39B).

En lugar de resaltes integrados al eje o alojamiento, frecuentemente, por razones de montaje y cuando están lejos del extremo del eje, se usan casquillos o distanciadores (figura 20.40A) entre los aros del rodamiento o entre un aro y la pieza adyacente, por ejemplo una rueda dentada.

La fijación en los ejes se puede conseguir también usando un anillo partido alojado en una ranura del eje y retenido por un collarín de una pieza o por el aro interior del propio rodamiento. El uso de anillos elásticos o arandelas de seguridad para la fijación axial de los rodamientos (figura 20.40B) ahorra espacio, permite un rápido montaje y desmontaje de los rodamientos y simplifica la mecanización de los ejes y alojamientos. Si se quieren soportar cargas moderadas o grandes, se debe insertar un separador entre el anillo elástico y el rodamiento para que el anillo elástico no se vea sometido a grandes momentos flectores (figura 20.40B).

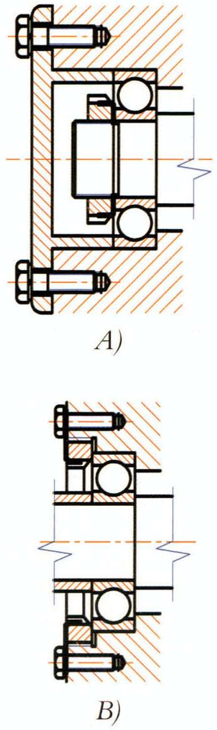


FIGURA 20.39. SUJECIÓN DE LOS AROS EXTERIORES.

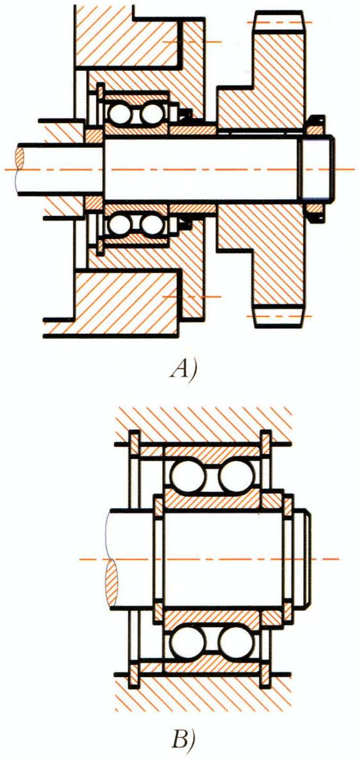


FIGURA 20.40. MONTAJE CON ANILLOS ELÁSTICOS.

Los rodamientos con agujero cónico montados directamente sobre ejes con asientos cónicos se retienen por lo general mediante una tuerca de fijación roscada en el eje o en un aro partido, con rosca en el exterior e introducido el eje en una ranura circular (figura 20.41).

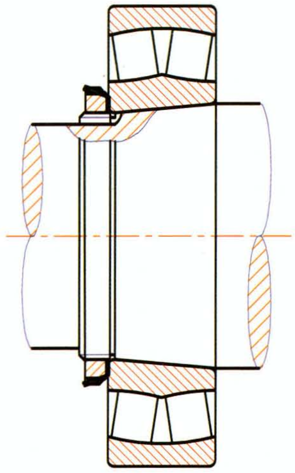


FIGURA 20.41. FIJACIÓN AXIAL DE RODAMIENTOS CON AGUJERO CÓNICO.

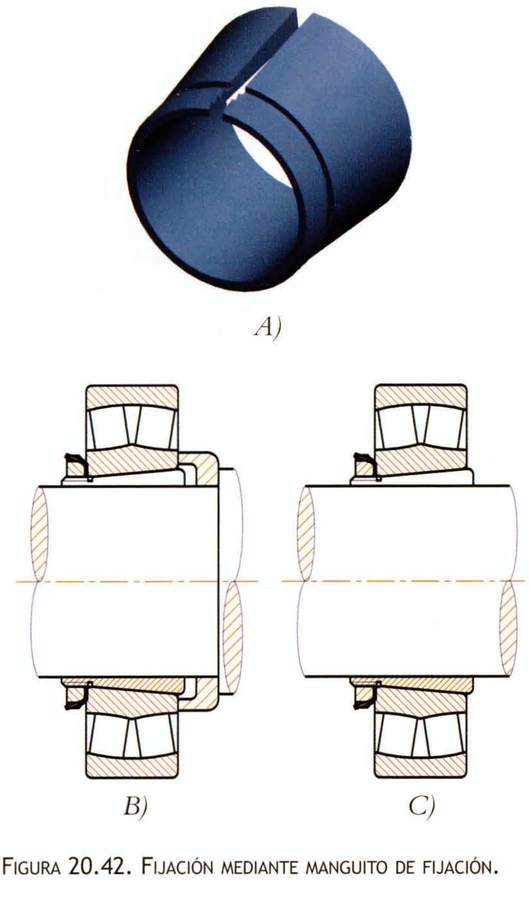


FIGURA 20.42. FIJACIÓN MEDIANTE MANGUITO DE FIJACIÓN.

Cuando se utiliza un manguito de fijación (figura 20.42A), la tuerca inmoviliza el rodamiento con relación al manguito, insertándose un separador entre el resalte del eje y el aro interior en el otro lado (figura 20.42B). Cuando se usan ejes sin resaltes, la carga axial que puede aplicarse depende del rozamiento entre el eje y el manguito (figura 20.42C).

Al montar los rodamientos sobre manguitos de desmontaje (figura 20.43A), el aro interior del rodamiento debe montarse contra un tope, por ejemplo un separador, el cual puede ser, en muchos casos, parte de un laberinto. El manguito de desmontaje se fija axialmente mediante una tuerca o mediante una placa en el extremo del eje (figura 20.43B).

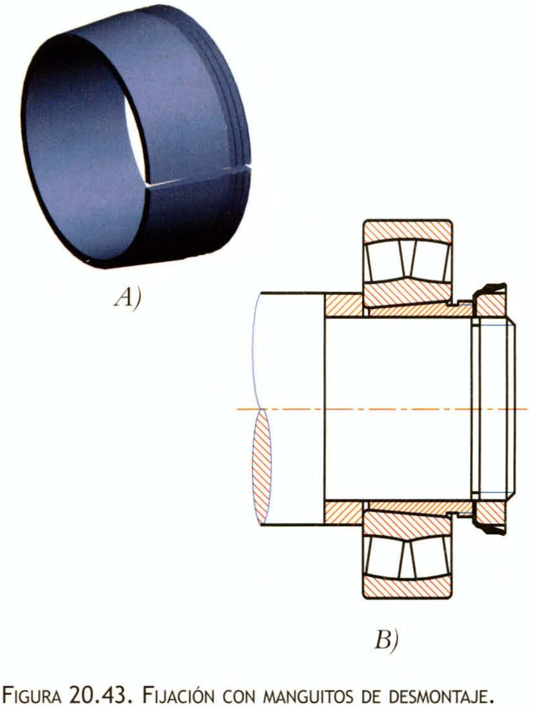


FIGURA 20.43. FIJACIÓN CON MANGUITOS DE DESMONTAJE.

20.5.4. RESUMEN SINÓPTICO DE LA FIJACIÓN DE LOS RODAMIENTOS RADIALES

En la figura 20.44 aparecen resumidas esquemáticamente las fijaciones, tanto radial como axial, de los distintos tipos de rodamientos radiales. Como fijación axial se ha representado únicamente una con el sistema de anillos de seguridad, aunque lógicamente puede usarse cualquiera de los sistemas de fijación axial descritos.

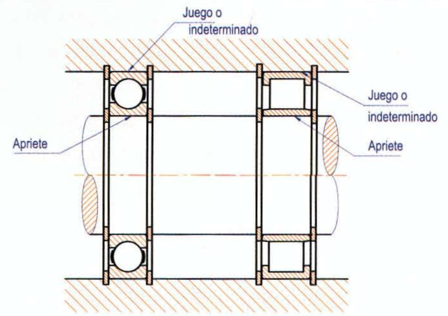
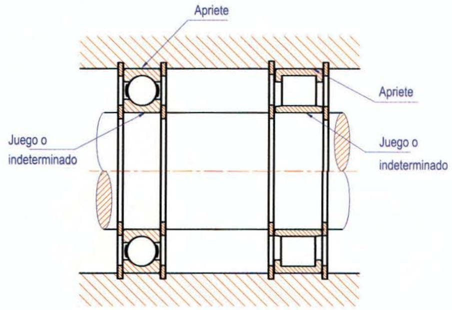
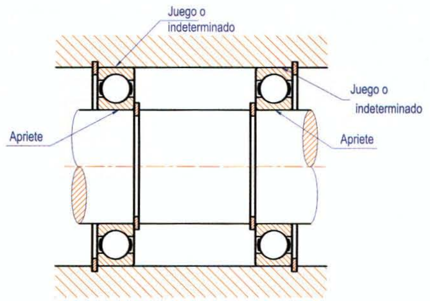
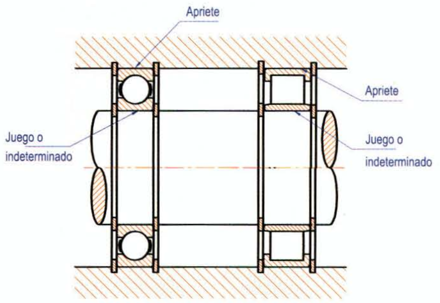
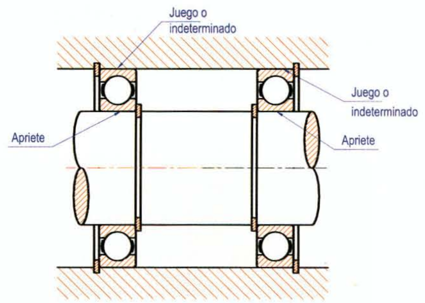
Esquema	Descripción		Tipos de rodamientos
	Caso general	• Eje giratorio (árbol) • Alojamiento estático	Rodamientos rígidos: • Rodamientos rígidos de bolas • Rodamientos a rótula (bolas o rodillos)
		• Eje estático • Alojamiento giratorio	Rodamientos rígidos: • Rodamientos rígidos de bolas • Rodamientos a rótula (bolas o rodillos)
	Cargas elevadas	• Eje giratorio (árbol) • Alojamiento estático	Apoyo móvil (con juego) con rodamientos de rodillos cilíndricos del tipo N o UN o rodamientos de agujas equivalentes
		• Eje estático • Alojamiento giratorio	Apoyo móvil (con juego) con rodamientos de rodillos cilíndricos del tipo N o UN o rodamientos de agujas equivalentes
	Fijación cruzada	• Eje giratorio (árbol) • Alojamiento estático	Rodamientos rígidos: • Rodamientos rígidos de bolas • Rodamientos a rótula (bolas o rodillos)

FIGURA 20.44. CUADRO SINÓPTICO DE LA FIJACIÓN DE LOS RODAMIENTOS.

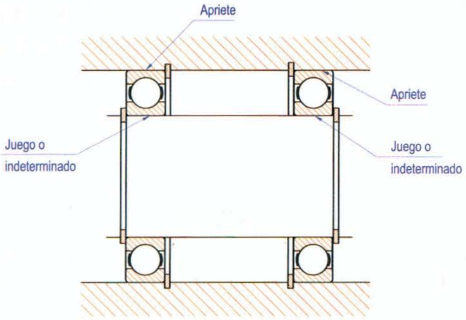
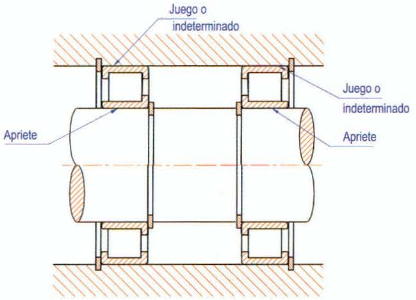
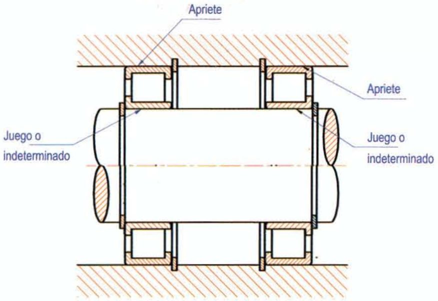
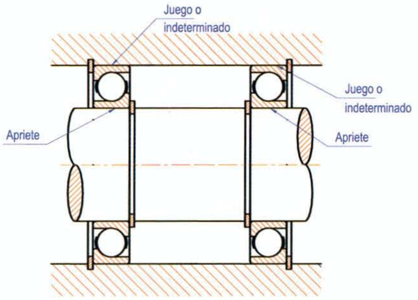
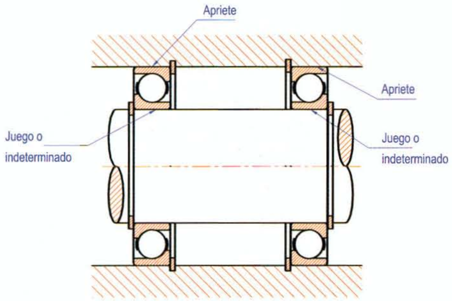
Esquema	Descripción		Tipos de rodamientos
	Fijación cruzada	• Eje estático • Alojamiento giratorio	Rodamientos rígidos: • Rodamientos rígidos de bolas • Rodamientos a rótula (bolas o rodillos)
		• Eje giratorio (árbol) • Alojamiento estático	Rodamientos de rodillos cilíndricos tipo NU
		• Eje estático • Alojamiento giratorio	Rodamientos de rodillos cilíndricos tipo NU
		• Eje giratorio (árbol) • Alojamiento estático	Rodamientos de contacto angular: • Rodamientos de bolas • Rodamientos de rodillos cónicos
		• Eje estático • Alojamiento giratorio	Rodamientos de contacto angular • Rodamientos de bolas • Rodamientos de rodillos cónicos

FIGURA 20.44. (CONT.) CUADRO SINÓPTICO DE LA FIJACIÓN DE LOS RODAMIENTOS.

20.6. Lubricación de los rodamientos

Para que un rodamiento funcione de un modo fiable, es necesario que esté convenientemente lubricado para evitar el contacto metálico directo de los elementos rodantes, los caminos de rodadura y las jaulas, evitando al mismo tiempo el desgaste y protegiendo las superficies de rodamiento contra la corrosión.

Existe una amplia gama de grasas y de aceites para la lubricación de los rodamientos. La selección final del lubricante depende fundamentalmente de las condiciones de funcionamiento, en especial de la gama de velocidades y de temperaturas.

20.7. Obturaciones

Las obturaciones de las disposiciones de rodamientos se emplean para evitar la entrada de humedad y contaminantes sólidos en ellos, a la vez que para retener el lubricante en el rodamiento o en la disposición de rodamientos. Las obturaciones deben producir un rozamiento y un desgaste mínimo sin pérdida de eficacia, aun en las condiciones de funcionamiento más desfavorables, para que el rendimiento y la duración de los rodamientos no se vea afectado.

A la hora de seleccionar la forma de obturación más adecuada para la disposición de rodamientos en particular, se debe considerar un gran número de factores, como el tipo de lubricación (aceite o grasa), la velocidad periférica en la superficie de obturación, la disposición del eje (horizontal y vertical) y su posible desalineación, el espacio disponible, el rozamiento en la obturación y el aumento de temperatura que éste implica, así como influencias ambientales, razones económicas, etcétera.

En lo que a obturaciones de rodamientos se refiere, hay que distinguir entre obturaciones integradas en el rodamiento y obturaciones colocadas en su exterior, que no forman parte del mismo.

En las representaciones simplificadas de los retenes, conviene evitar los rayados. Solamente se rayan o ennegrecen las armaduras de los obturadores.

20.7.1. Tipos de obturación

Normalmente se usan dos tipos básicos de obturación con los rodamientos: las *obturaciones no rozantes* (sin contacto) y las *rozantes* (con contacto).

Obturaciones no rozantes

Las obturaciones no rozantes dependen de la eficacia de obturación de los intersticios entre los componentes que giran y los estacionarios. Los intersticios pueden ser radiales, axiales o combinados. Este tipo de obturación no tiene prácticamente ningún rozamiento ni desgaste.

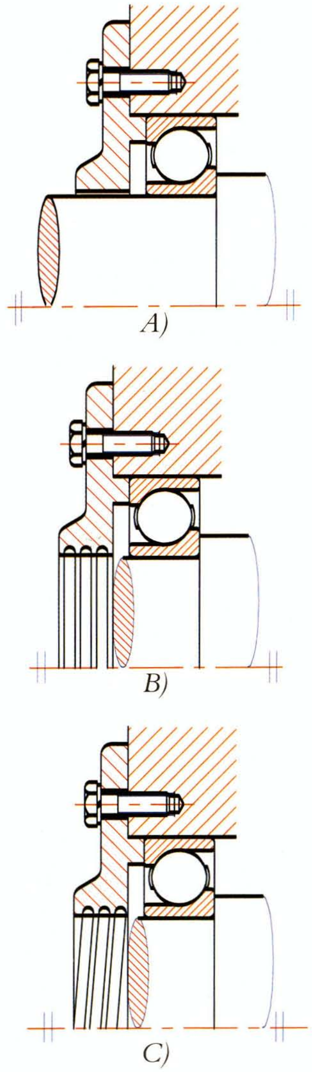
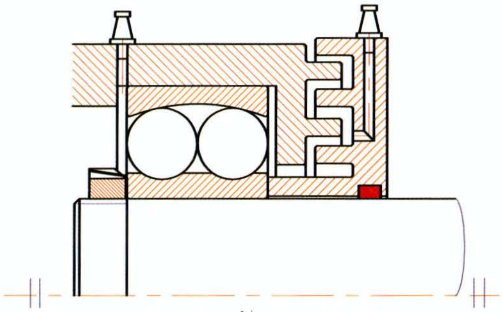
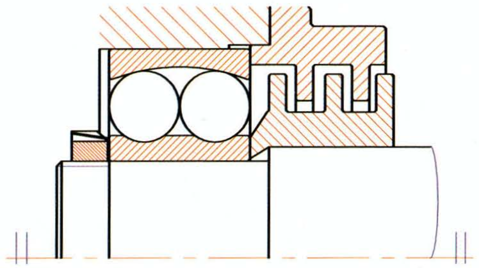


Figura 20.45. Obturaciones no rozantes.

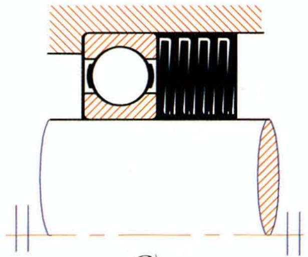
El modelo más sencillo de protección independiente del rodamiento, suficiente para máquinas en una atmósfera seca y exenta de polvo, consiste en un intersticio radial entre el eje y el alojamiento (figura 20.45A). Cuando se utiliza lubricación con grasa, la eficacia de esta obturación puede mejorarse incluyendo una o más ranuras en el agujero de la tapa a la salida del eje. La grasa que sale por el espacio llena las ranuras y contribuye a evitar la entrada de contaminantes (figura 20.45B).



A)



B)



C)

FIGURA 20.46. OBTURACIONES NO ROZANTES. LABERINTOS.

Con lubricación por aceite y eje horizontal, pueden disponerse, en el eje o en su agujero de paso, ranuras helicoidales a derechas o a izquierdas, según su sentido de rotación. Estas ranuras sirven para hacer retornar el aceite que tiende a escaparse. Con esta disposición es esencial que no cambie el sentido de rotación del eje (figura 20.45A).

Los laberintos simples o múltiples (figura 20.46) proporcionan una obturación considerablemente más eficaz que el sencillo intersticio antes citado; sin embargo, su fabricación es más cara. Se utilizan principalmente cuando la lubricación se hace con grasa.

Se puede mejorar su eficacia todavía más disponiendo un conducto de grasa que comunique con el laberinto, e introduciendo periódicamente grasa por el mismo. En los soportes enterizos se usan laberintos con tabiques axiales (figura 20.46A), y en los partidos, laberintos con tabiques radiales (figura 20.46B). También se usan arandelas especiales (figura 20.46C).

La holgura radial en los laberintos no está afectada por el desplazamiento axial del eje durante el funcionamiento, por lo que puede ser muy pequeña.

Otra forma de conseguir un obturador no rozante es usando arandelas obturadoras, cuyo uso hace mucho más económica la fabricación de los soportes de la máquina.

Obturaciones rozantes. Retenes

La eficacia de estas obturaciones depende de la presión entre el labio de la obturación y una superficie de contacto que es relativamente estrecha. Esto impide el acceso a los contaminantes sólidos y a la humedad, y evita las pérdidas de lubricante.

Tal presión puede ser el resultado de la deformación elástica del material del retén y el consiguiente apriete entre éste y la superficie de obturación previsto en el diseño, o bien de la fuerza ejercida por un muelle toroidal incorporado a la obturación.

Las obturaciones rozantes proporcionan en general una obturación muy fiable, particularmente si su desgaste se reduce al mínimo por medio de una superficie de obturación adecuada y mediante la lubricación del labio de obturación.

Los *retenes de labio* son obturadores rozantes que se usan sobre todo para rodamientos lubricados con aceite. Generalmente son de caucho sintético, y quedan ajustados a presión contra la

superficie de obturación por un muelle toroidal (figura 20.47).

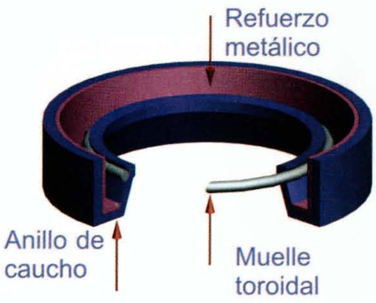


FIGURA 20.47. RETÉN.

Si el propósito principal de la obturación es evitar la pérdida de lubricante, el retén debe montarse con el labio hacia el interior del alojamiento (figura 20.48A). Por el contrario, si se trata de evitar la entrada de suciedad, el labio deberá ir montado hacia el exterior del alojamiento (figura 20.48B).

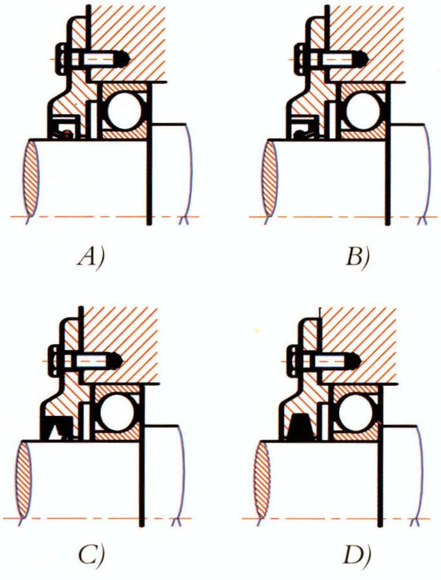


FIGURA 20.48. OBTURACIONES ROZANTES.

La obturación del anillo en V (figura 20.48C) se puede emplear para lubricación con aceite o con grasa. Esta obturación se fija al eje gracias a la elasticidad de su anillo de caucho, y gira junto con él, mientras que el labio de obturación ejerce una ligera presión axial contra la superficie de obturación del componente fijo de la máquina.

Para la lubricación con grasa se usan básicamente las tiras de fieltro (figura 20.48D). Este tipo de obturación es barato y adecuado para velocidades y temperaturas bajas.

Obturaciones integrales

Los fabricantes de rodamientos suministran rodamientos obturados que pueden ofrecer una solución económica y compacta para los problemas de obturación. Estos rodamientos tienen placas de protección o de obturación en uno o en ambos lados (figura 20.49). Son rodamientos que, en general, no precisan mantenimiento.

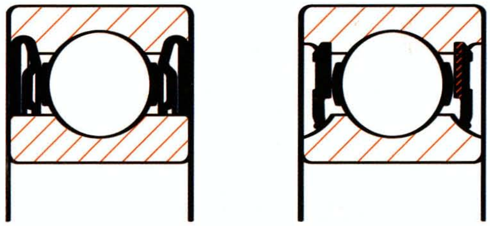


FIGURA 20.49. OBTURACIONES INTEGRALES.

Los rodamientos obturados se usan generalmente para disposiciones en las que no se puede conseguir una obturación externa lo suficientemente eficaz por falta de espacio o por razones de costes.

20.8. REPRESENTACIÓN SIMPLIFICADA DE RODAMIENTOS Y OBTURADORES

A continuación se presentan las formas de representación simplificada de rodamientos y obturadores.

20.8.1. REPRESENTACIÓN SIMPLIFICADA DE RODAMIENTOS

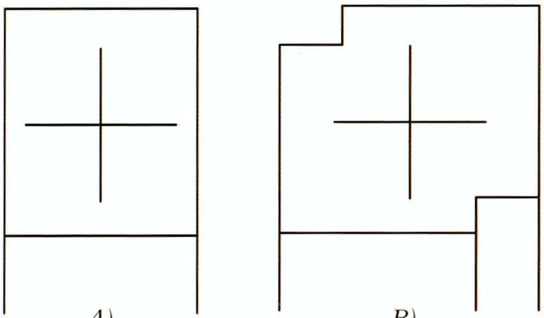
En la representación simplificada, solamente se representan las características esenciales me-

diante un contorno y unos símbolos. El grado de simplificación depende de la clase del objeto representado, de la escala del dibujo y de la finalidad de la representación. Pueden utilizarse dos tipos de representación simplificada: la representación simplificada general (UNE-EN ISO 8826-1), que únicamente identifica al elemento como un rodamiento genérico, sin especificar el tipo, o la representación simplificada detallada o particularizada (UNE-EN ISO 8826-2), que indica el número de hileras y la posibilidad de alineación del rodamiento.

Cualquiera de las dos representaciones simplificadas se puede usar cuando no es necesario mostrar la forma exacta y los detalles de los rodamientos, como por ejemplo en los planos de conjuntos. En una representación simplificada, todos los elementos del rodamiento se representan con línea gruesa continua, correspondiente a aristas vistas. El contorno exterior del rodamiento se debe dibujar a la misma escala que el resto del dibujo.

Representación simplificada general

Para aplicaciones generales, en las que no es necesario especificar características de la carga o de los elementos del rodamiento, el rodamiento se representa mediante un rectángulo y una cruz situada en el centro del mismo (figura 20.50A). La cruz no debe tocar el contorno del rectángulo. Si fuera necesario representar el contorno exacto del rodamiento, se hará mediante los contornos reales de su sección, manteniendo la cruz en el centro del contorno (figura 20.50B).



A) *B)*

FIGURA 20.50. REPRESENTACIÓN SIMPLIFICADA GENERAL DE RODAMIENTOS.

Representación simplificada particularizada

En el caso en que sea necesario dar más información sobre el rodamiento, por ejemplo en conjuntos, donde se quiere representar la posibilidad de alineación y el número de hileras de los rodamientos, se puede utilizar la representación general particularizada (ISO 8826-2).

La representación particularizada sustituye la cruz de la representación general simplificada por una combinación de los símbolos recogidos en la figura 20.51.

Elemento	Descripción y aplicación
	Trazo recto continuo largo: línea que representa el eje del elemento rodante, sin posibilidad de alineación
	Arco continuo largo: línea que representa el eje del elemento rodante, con posibilidad de alineación
	Trazo recto continuo corto, que corta a cualquiera de los dos trazos anteriores: número de filas y posición de los elementos rodantes

FIGURA 20.51. SÍMBOLOS UTILIZADOS EN LA REPRESENTACIÓN SIMPLIFICADA PARTICULARIZADA.

Cuando los rodamientos no son orientables, se utiliza un tramo recto situado en la dirección del eje de giro de los elementos rodantes, paralelo al eje de giro en los rodamientos radiales, perpendicular el eje de giro en los axiales y oblicuo en los combinados. Cuando son orientables mediante sus pistas de rodadora, se utiliza un arco. Finalmente, se coloca un trazo corto perpendicular al eje de giro de cada elemento rodante. La figura 20.52 recoge la representación simplificada particularizada de los rodamientos más comunes.

En la figura 20.53 aparecen algunos ejemplos de representación simplificada particularizada y su equivalente presentando el rodamiento mediante su representación detallada.

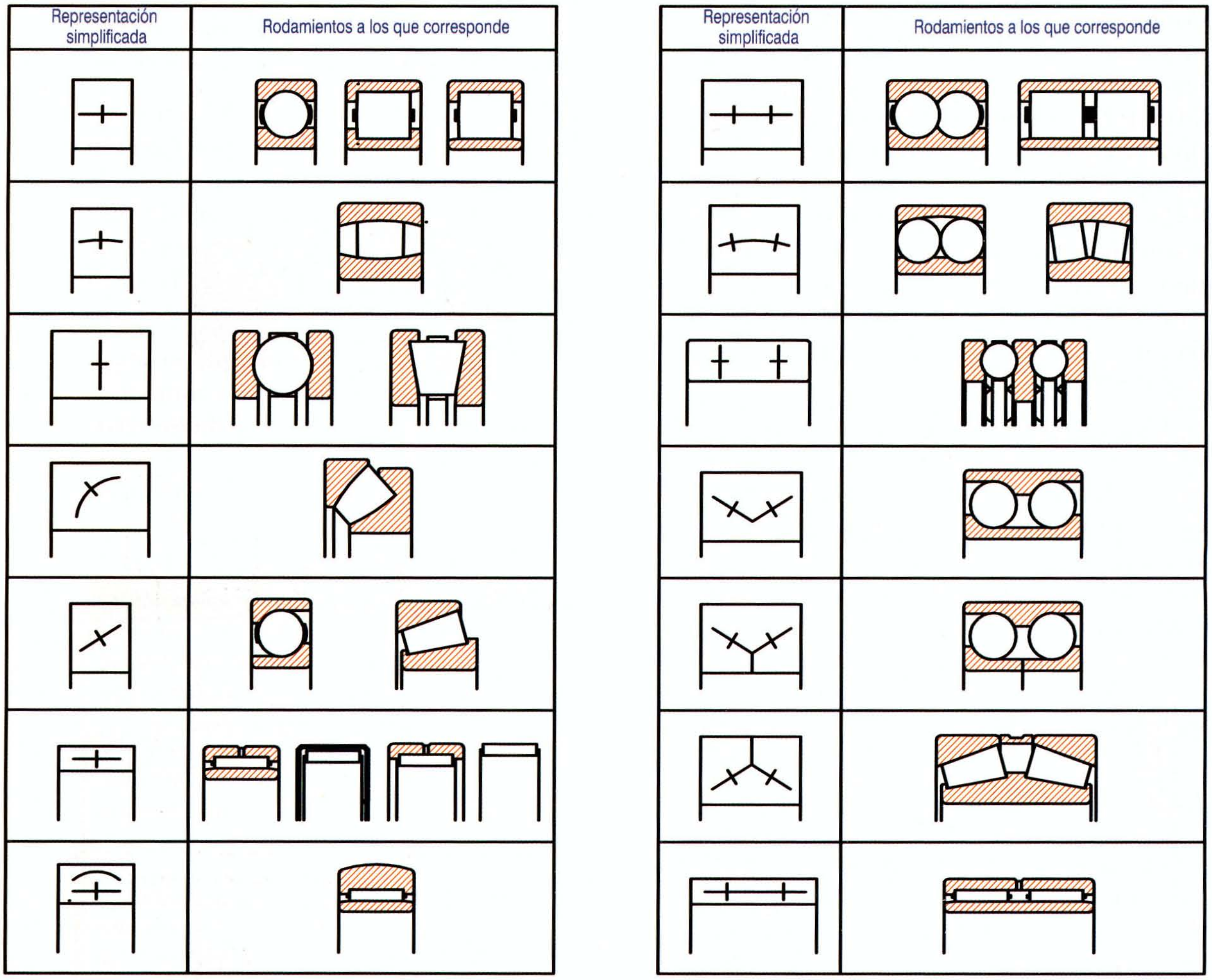


FIGURA 20.52. REPRESENTACIÓN SIMPLIFICADA PARTICULARIZADA DE LOS RODAMIENTOS MÁS COMUNES.

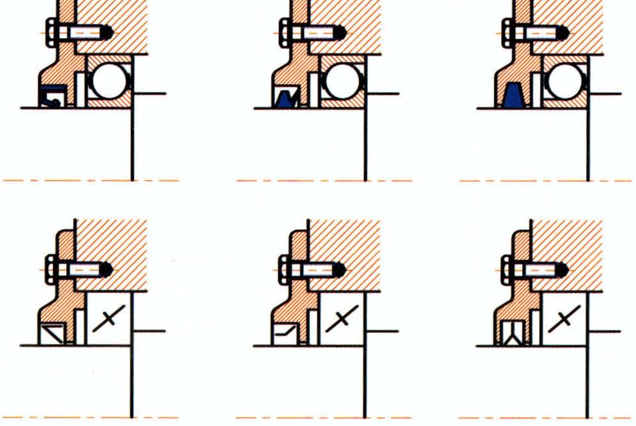


FIGURA 20.53. EJEMPLOS DE REPRESENTACIÓN SIMPLIFICADA PARTICULARIZADA.

■ 20.8.2. Representación simplificada de obturadores

La norma UNE-EN ISO 9222 fija cómo se debe realizar la representación simplificada de obturadores. Al igual que en los rodamientos, en la representación simplificada solamente se representan las características esenciales mediante un contorno y unos símbolos. El grado de simplificación depende de la clase del objeto representado, de la escala del dibujo y de la finalidad de la representación. Pueden utilizarse los dos tipos de representación simplificada: la representación simplificada general (UNE-EN ISO 9222-1), que únicamente identifica al elemento como un obturador genérico, sin especificar el tipo, o la representación simplificada detallada o particularizada (UNE-EN ISO 9222-2), que indica la forma y dirección de estanqueidad.

Cualquiera de las dos representaciones simplificadas se puede usar cuando no es necesario mostrar la forma exacta y los detalles de los obturadores, como por ejemplo en los planos de conjuntos.

En una representación simplificada, todos los elementos del obturador se representan con línea gruesa continua, correspondiente a aristas vistas. El contorno exterior se debe dibujar a la misma escala que el resto del dibujo.

Representación simplificada general

Para aplicaciones generales, en las que no es necesario especificar la forma exacta, el obturador se representa mediante un rectángulo y una cruz de San Andrés situada en el centro del mismo (figura 20.54A).

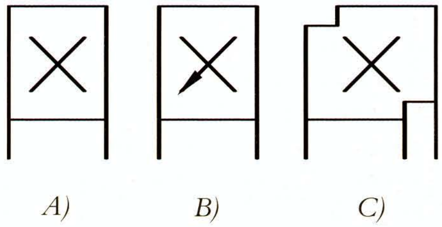


Figura 20.54. Representación simplificada general de rodamientos.

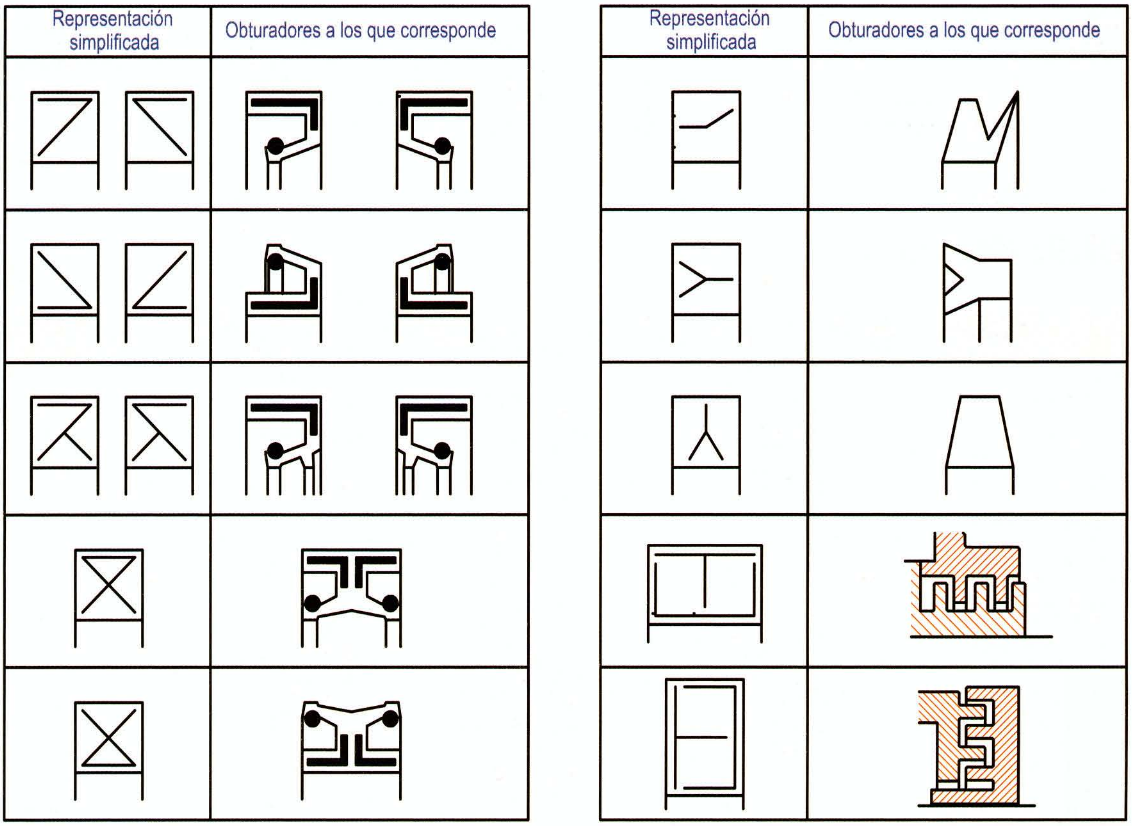


Figura 20.55. Representación simplificada particularizada de los obturadores más comunes.

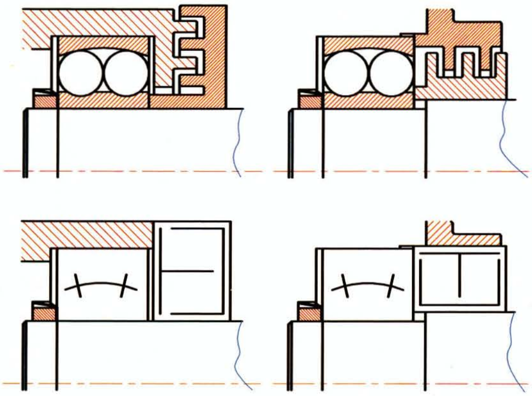


FIGURA 20.56. EJEMPLOS DE REPRESENTACIÓN SIMPLIFICADA PARTICULARIZADA.

La cruz no debe tocar el contorno del rectángulo. En caso de que sea necesario indicar la dirección de estanqueidad, se añade una punta de flecha según se ve en la figura 20.54B. Si fuera necesario representar el contorno exacto del obturador, se hará mediante los contornos reales de su sección, manteniendo la cruz en el centro del contorno (figura 20.54C).

Representación simplificada particularizada

En el caso en que sea necesario dar más información sobre el obturador se puede utilizar la representación general particularizada (UNE-EN ISO 9222-2).

La representación particularizada sustituye la cruz de la representación general simplificada por una combinación de los símbolos que dan una idea de la forma y dirección de obturación.

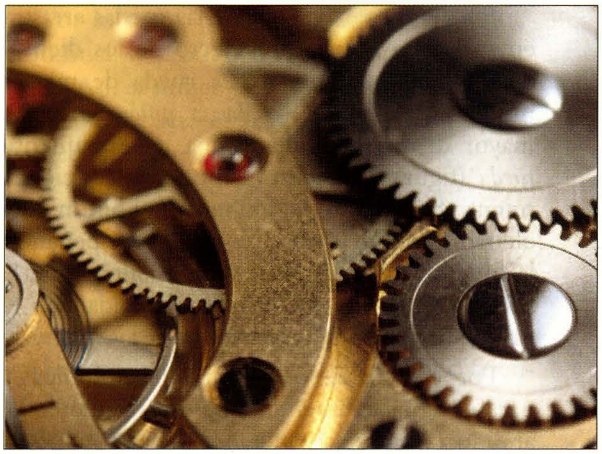
La figura 20.55 recoge la representación simplificada particularizada de los obturadores más comunes.

En la figura 20.56 aparecen algunos ejemplos de representación simplificada particularizada y su equivalente presentando el rodamiento y el obturador mediante su representación detallada.

20.9. NORMATIVA

Norma	Título
UNE 18010-79	Rodillos cilíndricos de acero para rodamientos. Dimensiones. Serie métrica.
UNE 18014-79	Rodamientos. Bolas para rodamientos.
UNE 18023-79	Agujas de acero para rodamientos. Dimensiones. Serie métrica.
UNE 18026-83	Rodamientos. Rodillos cilíndricos de acero. Tolerancias.
UNE 18027-83	Agujas de acero para rodamientos. Tolerancias.
UNE 18030-84	Rodamientos. Accesorios: Soportes de pie para rodamientos con manguitos cónicos de fijación.
UNE 18031-84	Rodamientos. Tolerancias para rodamientos radiales.
UNE 18034-84	Rodamientos. Accesorios: Manguitos cónicos.
UNE 18034-84 ERRATUM	Rodamientos. Accesorios. Manguitos cónicos.
UNE 18035-80	Rodamientos. Accesorios: Tuercas de fijación.
UNE 18036-78	Rodamientos. Accesorios: Arandelas de retención con lengüeta interior recta o doblada.
UNE 18036-79 ERRATUM	Rodamientos. Accesorios: arandelas de retención con lengüeta de interior recta o doblada.

Norma	Título
UNE 18037-84 1R	Rodamientos. Rodamientos radiales. Medidas principales. Plan general.
UNE 18042-81 1R	Rodamientos con anillos de sujeción. Medidas y tolerancias. Dimensiones.
UNE 18047-82 1R	Rodamientos. Rodamientos axiales con asiento plano. Medidas.
UNE 18049 82 1R	Rodamientos. Aros angulares separados, para rodamientos de rodillos cilíndricos. Dimensiones.
UNE 18050-78	Rodamientos para caja de grasa de ferrocarriles. Inspección de recepción.
UNE 18064-81	Rodamientos. Tolerancias para rodamientos axiales de bolas, con asiento plano. Calidades normal 6, 5 y 4.
UNE 18088-84/1C	Rodamientos. Rodamientos de rodillos cónicos métricos. Rodamientos de dos hileras, medidas principales.
UNE 18088-84	Rodamientos. Rodamientos de rodillos cónicos métricos. Medidas principales y designación de las series.
UNE 18088-84/2C	Rodamientos. Rodamientos de rodillos cónicos métricos. Copas con pestaña. Medidas principales.
UNE 18089-84	Rodamientos. Juego radial interno.
UNE 18091-85	Rodamientos de agujas. Series ligera y media. Medidas y tolerancias.
UNE 18091-86 ERRATUM	Rodamientos de agujas. Series ligera y media. Medidas y tolerancias.
UNE 18094-89	Rodamientos radiales de bolas con brida en el aro exterior. Medida de la brida.
UNE 18094-90 ERRATUM	Rodamientos radiales de bolas con brida en el aro.
UNE 18097-83	Rodamientos. Capacidad de carta estática.
UNE 18106-85	Rodamientos. Tolerancias. Definiciones.
UNE 18106-86 ERRATUM	Rodamientos. Tolerancias. Definiciones.
UNE 18113-83	Rodamientos. Capacidad de carga dinámica y vida útil. Métodos de cálculo.
UNE 18132-84	Rodamientos. Series métricas. Medidas límite de los chaflanes.
UNE 18147-85	Rodamientos. Rodamientos de agujas. Rodillos de leva. Tolerancias.
UNE 18150-86	Rodamientos. Métodos de medición de dimensiones y precisión de rotación.
UNE 18150-87 ERRATUM	Rodamientos. Métodos de medición de dimensiones y precisión de rotación.
UNE 18 151-1-85	Rodamientos de agujas. Jaulas de agujas. Series métricas. Jaulas radiales de agujas. Medidas principales y tolerancias.
UNE 18 159-89	Rodamientos de agujas. Casquillos de agujas sin aro interior. Series métricas. Medidas principales y tolerancias.
UNE 18 174-83	Rodamientos de agujas. Jaulas axiales de agujas y arandelas de tope. Dimensiones y tolerancias.
UNE 18 175-83	Rodamientos de agujas. Rodillos de apoyo. Dimensiones.
UNE 18 178-84	Rodamientos. Rodamientos de agujas. Serie pesada. Medidas y tolerancias.
UNE 18 182-89	Rodamientos. Rodamientos de precisión para instrumentos.
DIN 5419	Anillos de fieltro.
UNE 26030	Engrasador de cabeza plana.
UNE 26031	Engrasador de cabeza esférica.
DIN 736	Soporte para rodamiento.
DIN 5418	Fijación lateral de los rodamientos por resalte.
UNE-EN ISO 8826-1	Rodamientos. Parte 1: Representación simplificada general.
UNE-EN ISO 8826-2	Rodamientos. Parte 2: Representación simplificada particularizada.
UNE-EN ISO 9222-1	Juntas de estanqueidad para aplicación dinámica. Parte 1: Representación simplificada general.
UNE-EN ISO 9222-2	Juntas de estanqueidad para aplicación dinámica. Parte 2: Representación simplificada particular.



21 Engranajes, cadenas, poleas y correas

Introducción

En este capítulo se incluyen un conjunto de mecanismos utilizados para la transformación de velocidades angulares tanto en magnitud como en dirección. Estos mecanismos son los *engranajes*, las *cadenas* con sus ruedas dentadas, las *correas* y los *cables* con sus *poleas.*

Los *engranajes* y las *cadenas* permiten obtener transformaciones exactas de velocidad angular, ya que al estar constituidos por elementos que engranan unos con otros, la variación de velocidades angulares depende directamente de un parámetro geométrico como es el número de dientes de las ruedas dentadas.

Los engranajes permiten *índices de reducción* elevados y ocupan un espacio relativamente reducido, como por ejemplo en la caja de cambios de un vehículo). Por el contrario, las transmisiones entre ruedas dentadas por cadenas se utilizan cuando la separación de los ejes de giro es elevada frente al tamaño necesario de las ruedas dentadas, como ocurre en el caso del plato y el piñón de una bicicleta.

Las poleas constituyen las ruedas a las que se acoplan cables y correas. Salvo para las correas dentadas síncronas, la relación de transmisión del mecanismo con poleas y correas no es exacta, ya que se pueden producir deslizamientos entre correa y polea. La forma de transmisión de giro es, sin embargo, mucho menos brusca y más elástica.

La primera parte del capítulo está dedicada a los engranajes. Se definen los elementos principales de los mismos, los tipos de engranajes que existen: cilíndricos, cónicos, de dentado recto o de dentado helicoidal, tornillo sin fin-corona y piñón-cremallera. Se indica también la forma en que se representan los engranajes tanto en los planos de despiece como en los de conjunto.

Para cada tipo de engranaje se desarrolla la forma en que se deben determinar los parámetros que lo definen. Se incluye también la forma y el contenido que deben tener los planos de despieces para cada engranaje.

Seguidamente se presentan los distintos tipos de cadenas que se usan habitualmente y las ruedas dentadas que las utilizan, señalando sus principales aplicaciones, así como sus normas de referencia.

Por último se presentan otro tipo de elementos tales como poleas, cables y correas, también utilizados para transmitir movimiento de giro.

21.1. Índice de reducción

Un parámetro fundamental de diseño de estos mecanismos es el *índice de reducción*. Se denomina índice de reducción a la *relación entre la velocidad de la rueda conductora* (n_1) *y la velocidad de la rueda conducida* (n_2), por lo que $i = n_1/n_2$.

Si se considera que el mecanismo transformador de velocidades angulares tiene un comportamiento ideal, sin rozamientos, la potencia de entrada será igual a la de la salida, por lo que, si M_1 es el par en la rueda conductora y M_2 el par en la rueda conducida, se cumplirá lo siguiente:

$$P_1 = P_2$$

siendo P_1 la potencia de la rueda 1 y P_2 la potencia de la rueda 2, de donde,

$$n_1 \cdot M_1 = n_2 \cdot M_2$$

por lo que, como $n_1 = i\,n_2$, se tendrá:

$$M_2 = i \cdot M_1$$

Si el reductor no tiene comportamiento ideal sino que tiene un cierto rendimiento

$$P_2 = \rho P_1$$

por lo que, como $n_1 = i\,n_2$, resultará:

$$M_2 = i\rho M_1$$

21.2. Engranajes

Un *engranaje* es un mecanismo formado por dos ruedas dentadas que giran alrededor de unos ejes cuya posición relativa es fija. Se trata pues de un mecanismo que sirve para transmitir un movimiento de rotación entre dos árboles o ejes.

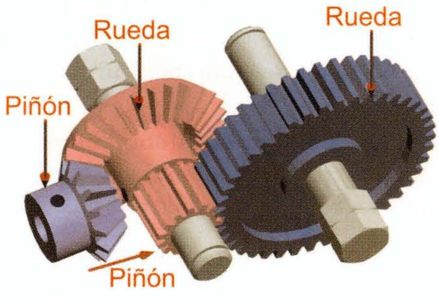


Figura 21.1. Engranaje rueda-piñón.

En un engranaje, una de las ruedas arrastra en su giro a la otra por efecto de los dientes que entran en contacto. La rueda de menor número de dientes se llama *piñón*, y la de mayor diámetro se denomina genéricamente *rueda* (figura 21.1). En el modo de funcionamiento habitual de un engranaje, el piñón es el elemento que transmite el giro, desempeñando la función de *rueda conductora*, mientras que la rueda realiza el movimiento inducida por el piñón, haciendo el papel de *rueda conducida*.

Por convenio, se utilizará el subíndice *1* para designar elementos que hagan referencia al piñón (por regla general, la rueda conductora) y el *2* para elementos que hagan referencia a la rueda (normalmente la conducida).

El engranaje se usa fundamentalmente como *mecanismo reductor de velocidad*, es decir, $n_1 > n_2$, ya que los elementos industriales generadores de velocidad (motores térmicos, eléctricos, hidráulicos, etc.), para una potencia establecida, generan una velocidad angular relativamente elevada y un par motor relativamente reducido. Con la aplicación de un *mecanismo reductor* se consigue una velocidad de salida más reducida y un par más elevado.

21.2.1. Trenes de engranajes

Cuando se desea obtener importantes reducciones en un mecanismo reductor, como los que se han visto anteriormente, es necesario recurrir a varias reducciones consecutivas o etapas. Si no fuera así, se debería ir a ruedas de gran tamaño con grandes problemas para su montaje en otras máquinas.

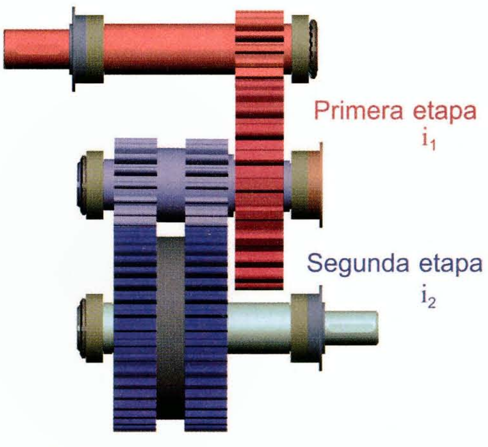


Figura 21.2. Mecanismo reductor de dos etapas.

Por lo tanto, para poder obtener la reducción final, se producen varias reducciones parciales. Así, el índice de reducción del mecanismo reductor será el producto de las n etapas o reducciones que tenga, es decir:

$$i_t = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdots i_n$$

Es habitual hablar de la etapa de mayor reducción como aquella donde la reducción es mayor y que corresponde a la que tiene mayor diferencia de diámetros entre sus ruedas. De igual forma, se denomina etapa de menor reducción a aquella cuyos diámetros son más parecidos.

Por ejemplo, el mecanismo reductor de la figura 21.2 tiene dos etapas (tres ejes) y por lo tanto tendrá dos reducciones parciales i_1 e i_2.

$$i_t = i_1 \cdot i_2$$

Cada etapa se calcula de forma independiente de las anteriores, según lo anteriormente visto.

21.2.2. Tipos de engranaje

En la figura 21.3 están representados distintos tipos de engranaje según la posición de sus ejes. Cuando los ejes del engranaje son *paralelos* (figura 21.3A), la rotación entre las dos ruedas se transmite por medio de un *engranaje cilíndrico.*

Cuando los ejes son *concurrentes* (se cortan) se emplea un *engranaje cónico* (figura 21.3B).

Por último, cuando los ejes no son coplanarios, es decir, cuando *se cruzan* en el espacio formando cualquier ángulo, se utilizan *engranajes helicoidales* (figura 21.3C). En este último caso, cuando la transmisión se produce entre *ejes a 90º* y el ángulo de hélice del tornillo es próximo a 90º, el mecanismo se llama *tornillo sin fin y corona.*

Un caso particular de engranaje cilíndrico se produce cuando el diámetro de uno de ellos es infinito. En este caso se obtiene la pareja piñón y cremallera.

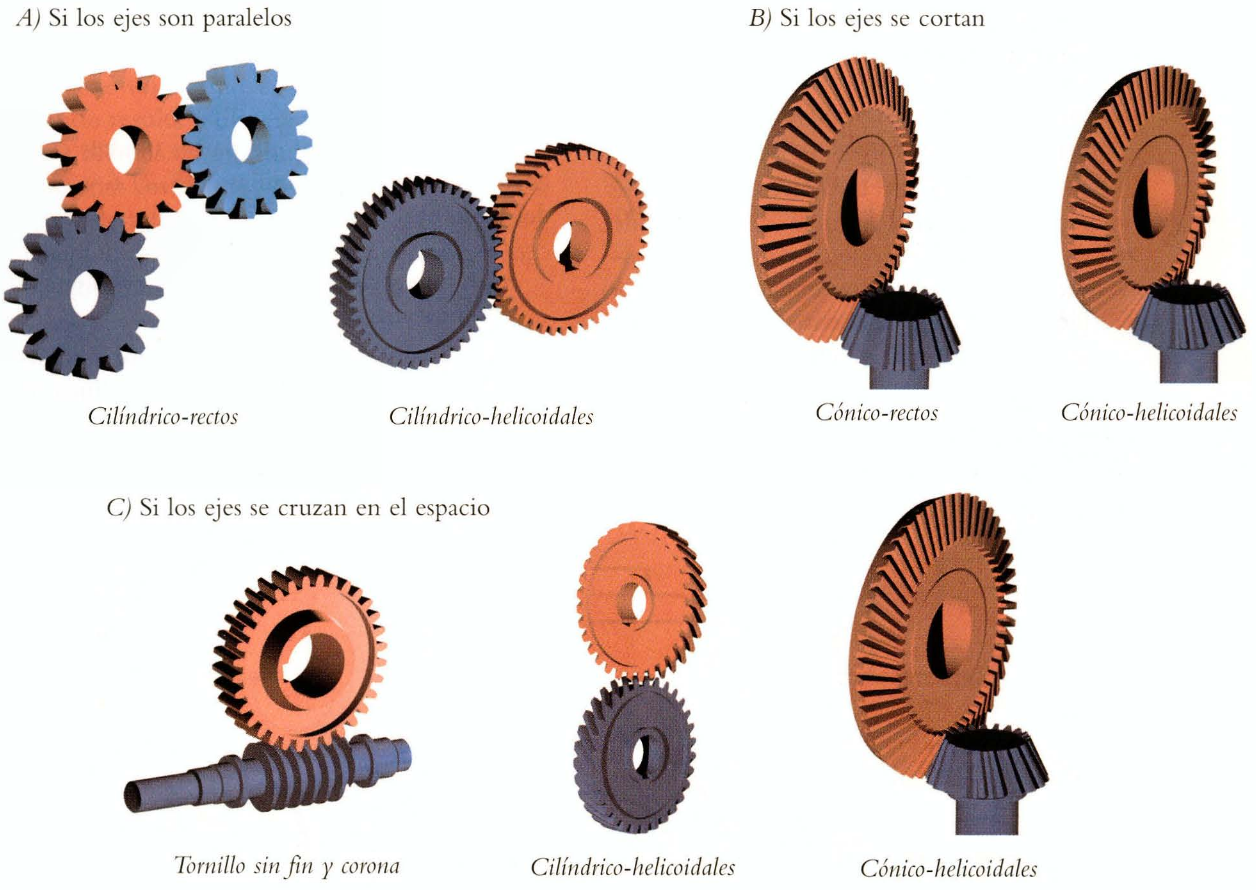
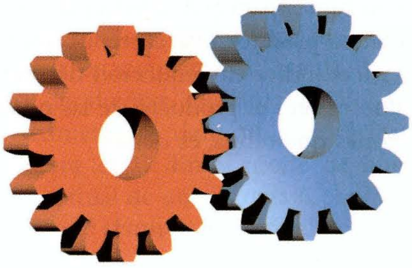
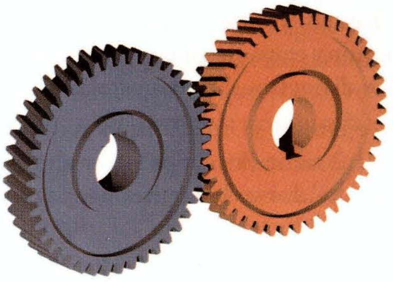


Figura 21.3. Tipos de engranaje según la dirección de sus ejes.

Los engranajes también pueden clasificarse según la forma de sus dientes (figura 21.4). En los engranajes cilínfricos de dientes rectos, la generatriz de las superficies laterales de los dientes es paralela al eje de rotación. En los engranajes cilíndrico-helicoidales, sin embargo, dicha generatriz forma un determinado ángulo con este eje.



Cilíndrico-rectos



Cilíndrico-helicoidales

FIGURA 21.4. TIPOS DE ENGRANAJES SEGÚN LA FORMA DE LOS DIENTES.

21.2.3. REPRESENTACIÓN DE LOS ENGRANAJES

A continuación se especifica la forma convencional de representación de engranajes en planos, tanto a nivel de despieces y detalles como en planos de conjuntos.

Representación de ruedas aisladas

Los contornos y las aristas de cada rueda (figuras 21.5, 21.6 y 21.7) se representan de la siguiente forma:

- En una vista no seccionada, la rueda se representa como si no estuviera dentada, limitada por la superficie de cabeza (o superficie exterior).
- En una vista seccionada axialmente, se representa como si fuera una rueda de dientes rectos, con dos dientes diametralmente opuestos, representados sin cortar (aunque se trate de dientes no rectos o de un número impar de ellos).

La superficie primitiva (cono o cilindro primitivo) se traza en línea fina de trazo y punto, aunque se trate de partes ocultas o de cortes. Se representa (figuras 21.5, 21.6 y 21.7) del siguiente modo:

- En proyección normal al eje, por su círculo primitivo.
- En proyección paralela al eje, por su contorno aparente, de forma que la línea de trazo y punto sobresalga por los lados del contorno de la pieza.

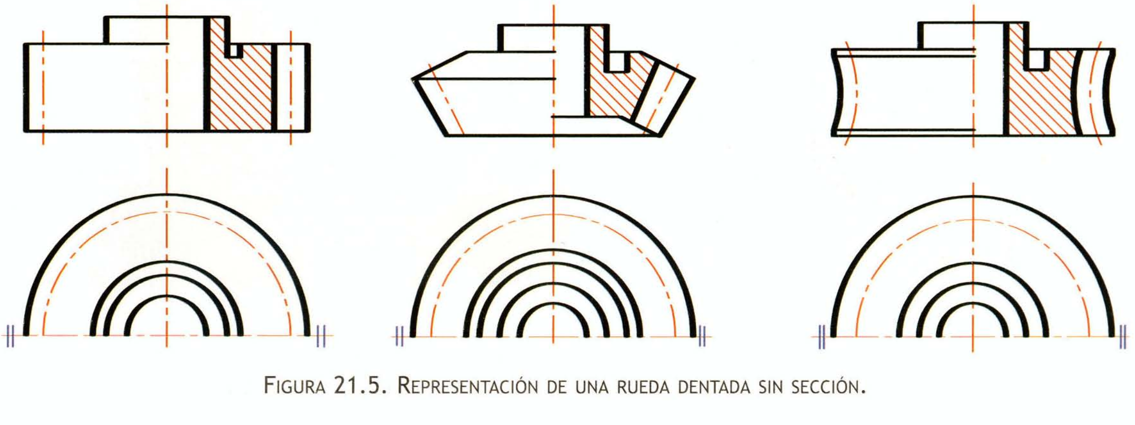


FIGURA 21.5. REPRESENTACIÓN DE UNA RUEDA DENTADA SIN SECCIÓN.

Como norma general, no se representa la superficie de pie o inferior, salvo en los cortes. Sin embargo, cuando sea conveniente su representación sobre vistas no cortadas, se trazará con línea fina continua (figura 21.6).

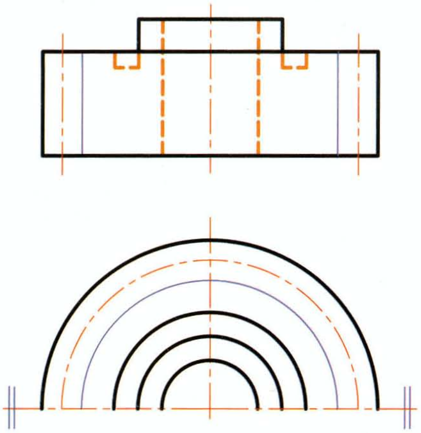


Figura 21.6. Representación de una rueda dentada sin sección. Superficie de pie.

El perfil de los dientes se define indicando su tipo (por referencia a una norma) o bien mediante un dibujo a la escala conveniente. Cuando resulta indispensable que figuren uno o dos dientes en el dibujo (por ejemplo, para posicionar los dientes con respecto a un elemento de referencia o para delimitar una cremallera, figura 21.7) los dientes se trazan con línea gruesa, dibujándolos tal y como son.

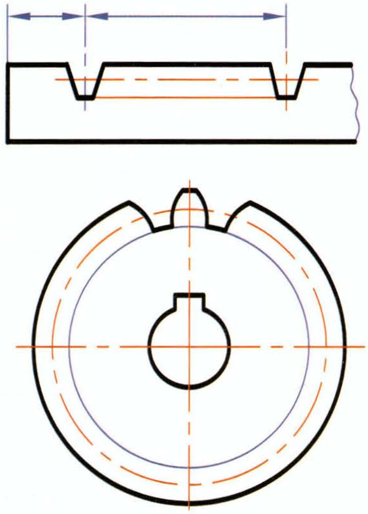


Figura 21.7. Representación de los dientes del engranaje.

Si procede, se indicará la orientación de los dientes de un engranaje o de una cremallera sobre la proyección paralela al eje del engranaje mediante tres líneas finas, tal y como se indica en la figura 21.8.

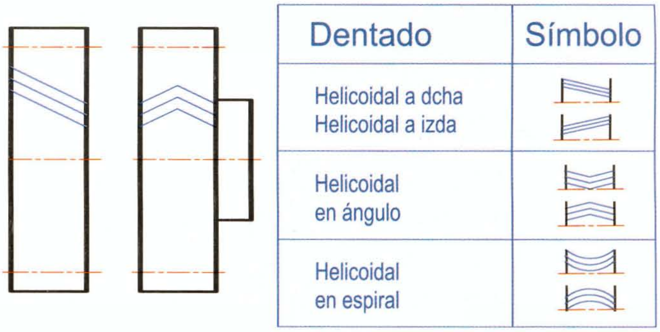


Figura 21.8. Representación de la orientación de los dientes del engranaje.

Dibujos de conjunto

En los planos de conjunto se utilizan los mismos convenios que para la representación de las ruedas aisladas. Cuando se trate de conjuntos con ruedas cónicas, en la proyección paralela al eje se prolongará la línea que representa la superficie primitiva hasta el punto donde corte al eje (figuras 21.10 y 21.11).

Cuando las ruedas se dibujan sin seccionar no debe quedar ninguna rueda oculta por la otra en las partes coincidentes (figura 21.9).

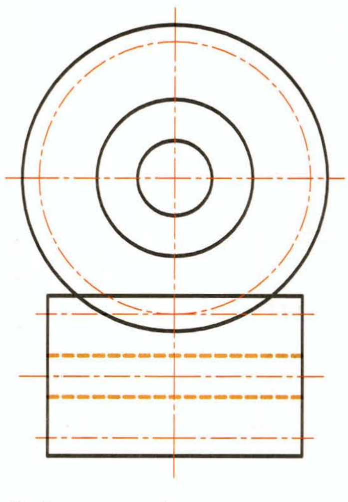


Figura 21.9. Representación de dos ruedas con partes coincidentes.

Son excepciones a la regla anterior:

- Cuando una rueda está situada por completo delante de la otra (figuras 21.10 y 21.11).
- Cuando las ruedas se dibujan seccionadas, se representan de forma que el diente de una tapa al de otra, dibujando el diente de ésta con línea de trazos (figuras 22.10 y 22.12).

En estos dos casos puede omitirse la representación de las aristas ocultas si no es imprescindible para la claridad del dibujo.

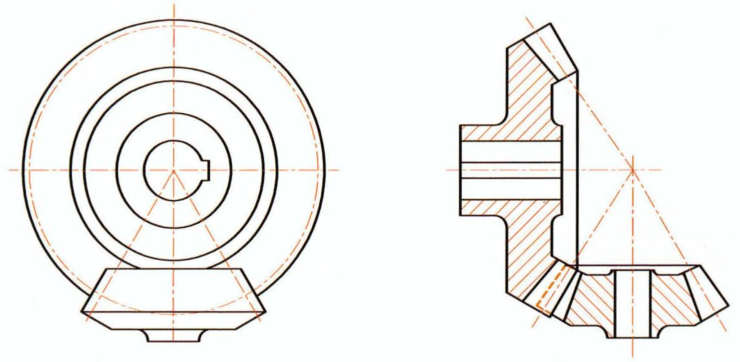


FIGURA 21.10. REPRESENTACIÓN DE UN ENGRANAJE CÓNICO DE EJES CONCURRENTES.

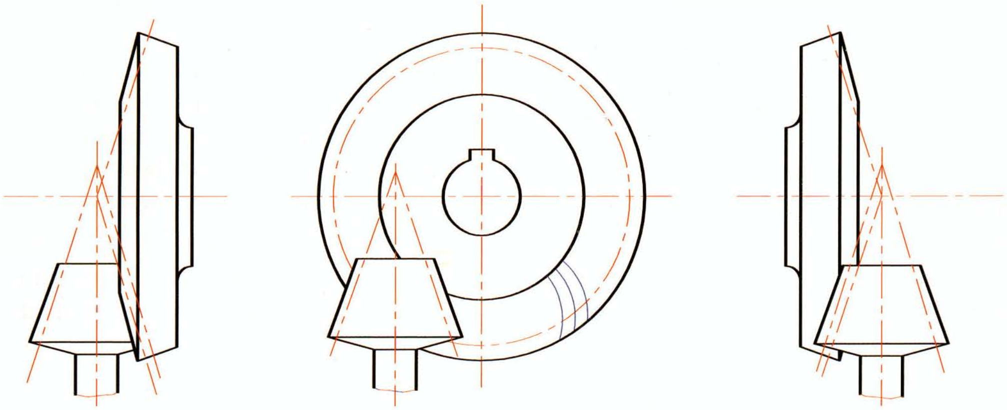


FIGURA 21.11. REPRESENTACIÓN DE UN ENGRANAJE CÓNICO DE EJES NO CONCURRENTES.

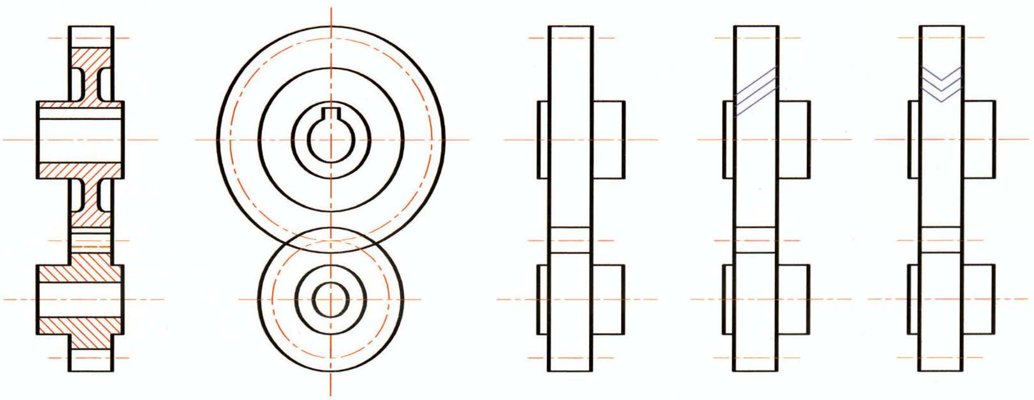


FIGURA 21.12. ENGRANAJES EXTERIORES DE RUEDAS CILÍNDRICAS.

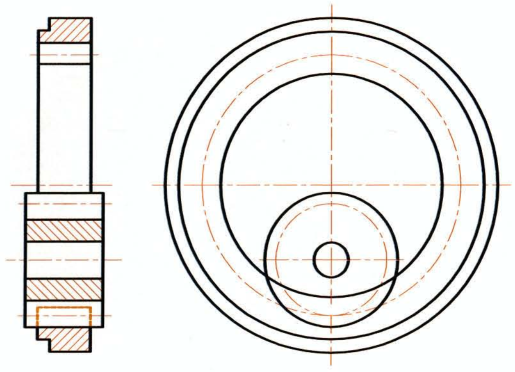


Figura 21.13. Engranaje interior de ruedas cilíndricas.

Acotación y representación en planos

Los engranajes se deben representar en los correspondientes planos de despiece de la forma descrita a continuación:

- Las ruedas dentadas se deben representar según lo indicado en la sección anterior.
- Deben figurar en el plano, y definidas mediante cotas, todas aquellas dimensiones que definan la rueda dentada antes de construir el dentado correspondiente. Por lo que respecta al elemento dentado, habrá que especificar sus dimensiones exteriores.

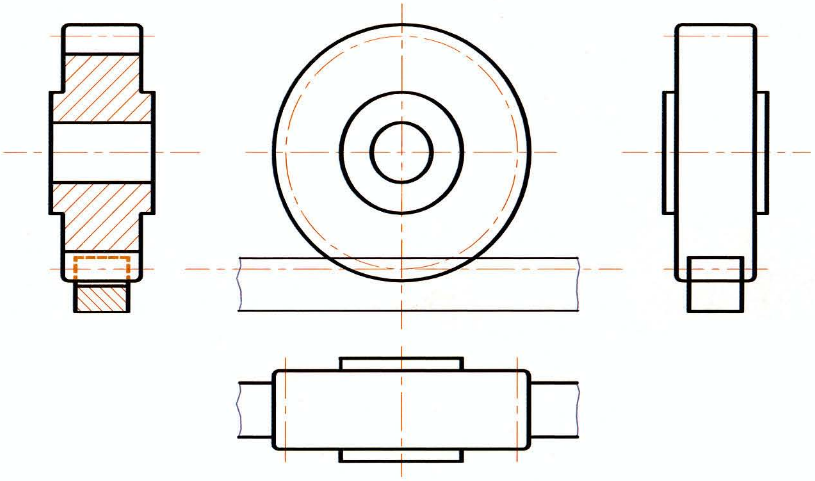


Figura 21.14. Engranaje de rueda con cremallera.

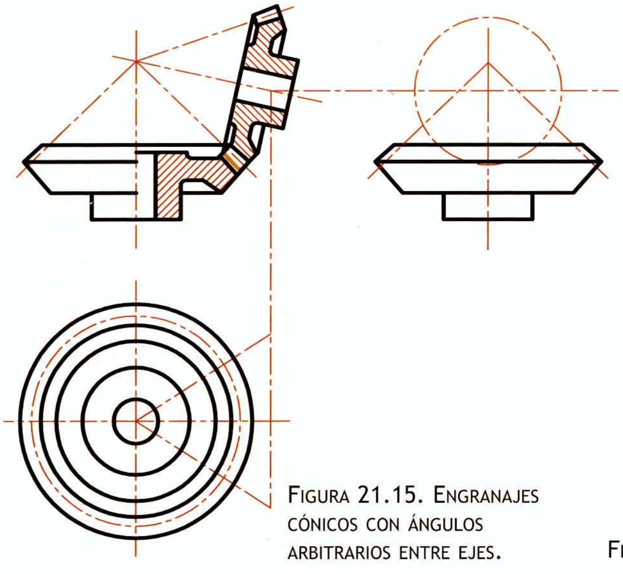


Figura 21.15. Engranajes cónicos con ángulos arbitrarios entre ejes.

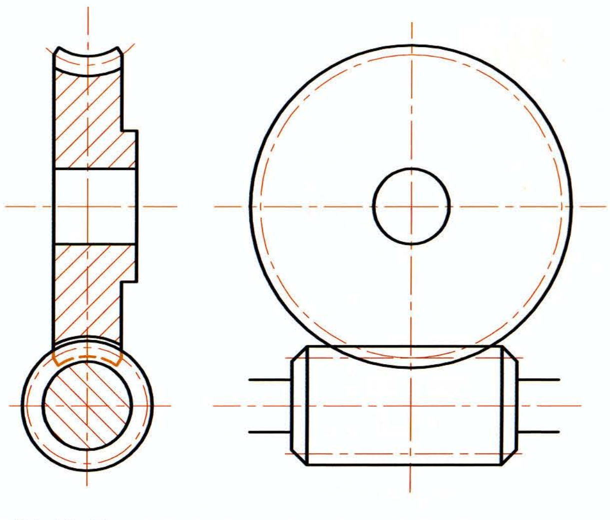


Figura 21.16. Engranaje de corona con tornillo sin fin.

- La longitud del diente es una cota funcional que debe figurar en el plano.
- Incluidas en una tabla se consignarán todas aquellas medidas que afecten al dentado propiamente dicho. Como mínimo, la tabla debe contener la información que se detalla en los apartados siguientes.

21.2.4. Engranajes cilíndrico-rectos

Los engranajes cilíndrico-rectos son aquéllos en los cuales la línea de contacto entre los dientes de las dos ruedas que engranan es una recta paralela al eje de las ruedas dentadas (figura 21.17).

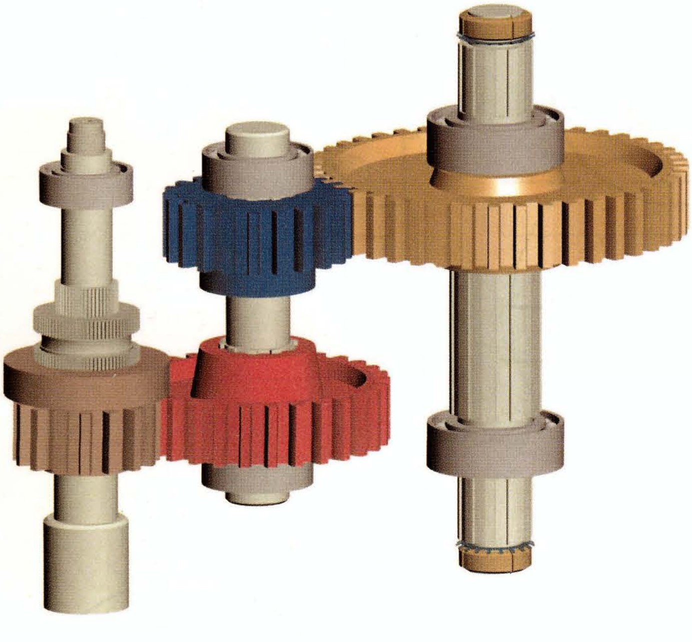


Figura 21.17. Engranajes cilíndrico-rectos.

Definiciones

Para el estudio y descripción de los engranajes cilíndricos hay que tener en cuenta las siguientes definiciones:

Cilindros primitivos: son aquellos cilindros que rodarían sin deslizamiento uno respecto del otro, transmitiendo el mismo movimiento que las ruedas dentadas. Sus secciones rectas determinan las circunferencias primitivas cuyos diámetros se denominan *diámetros primitivos (dp)* de las ruedas (figuras 21.18 y 21.19).

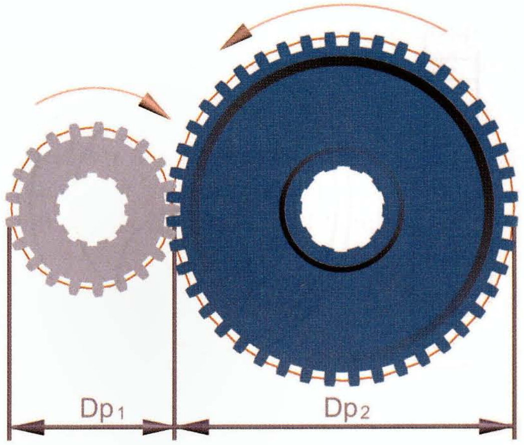


Figura 21.18. Diámetros primitivos.

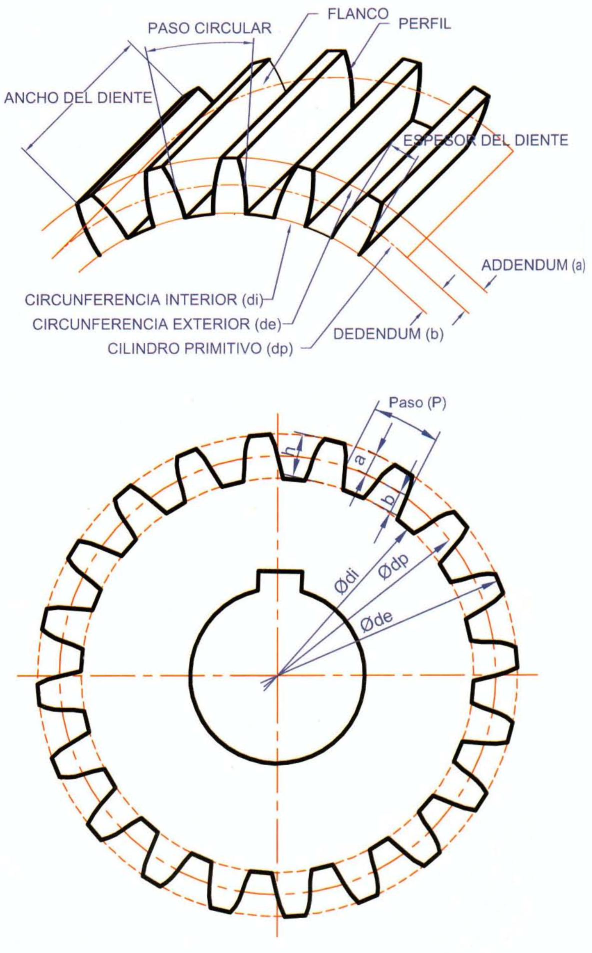


Figura 21.19. Engranajes cilíndricos. Definiciones.

Módulo (m): es la relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes de una rueda ($m = dp/z$). Tiene que ser el mismo para las dos ruedas, y su valor está normalizado.

Se demuestra que el esfuerzo que puede soportar un diente es aproximadamente proporcional al cuadrado del módulo, por lo que el módulo es el parámetro determinante en la construcción y cálculo de engranajes. Ésta es la razón por la que este valor se ha normalizado y por la que todos los datos de las ruedas dentadas se expresan en función de él y del número de dientes.

En el sistema inglés se utiliza el parámetro *diametral pitch (P)*, que es la relación entre el número de dientes y el diámetro primitivo, expresada en pulgadas. Por ejemplo, una rueda de 25 dientes y 5 pulgadas de diámetro primitivo tiene un *diametral pitch* de 5.

Los valores normalizados del módulo y del *diametral pitch* son (tabla 21.1):

Módulo *m* (mm)		**Diametral pitch *P* (")**		**Equivalencia en módulo**	**Módulo *m* (mm)**		**Diametral pitch *P* (")**		**Equivalencia en módulo**
Serie 1	**Serie 2**	**Serie 1**	**Serie 2**	**....**	**Serie 1**	**Serie 2**	**Serie 1**	**Serie 2**	**....**
0,05					3				
	0,055						8		3,17500
0,06						3,5			
	0,07							7	3,62857
0,08					4				
	0,09						6		4,23333
0,1						4,5			
	0,11							5,5	4,61818
0,12					5				
	0,14						5		5,08000
0,16						5,5			
	0,18							4,5	5,64444
0,20					6				
	0,22						4		6,35000
0,25						7			
	0,28							3,5	7,25714
0,3					8				
	0,35						3		8,46667
0,4						9			
	0,45							2,75	9,23636
0,5					10				
	0,55						2,5		10,16000
0,6						11			
	0,65							2,25	11,28889
0,7					12				
	0,75						2		12,70000
0,8						14			
	0,85							1,75	14,51429
0,9					16				
	0,95						1,5		16,93333
1						18			
	1,12				20				
1,25							1,25		20,32000
		20		1,27000		22			
	1,37				25				
			18	1,41111			1		25,40000
1,5						28			
		16		1,58750				0,875	29,02857
	1,75				32				
			14	1,81429			0,75		33,8667
2						36			
		12		2,11667	40				
	2,25						0,625		40,64000
			11	2,30909		45			
2,5					50				
		10		2,54000			0,5		50,80000
	2,75					55			
			9	2,82222	60				
						70			

TABLA 21.1. *Valores normalizados del módulo y del diámetro pitch.*

Índice de reducción (i): se denomina índice de reducción a la relación entre la velocidad de la rueda conductora (n_1) y la velocidad de la rueda conducida (n_2), por lo que $i = n_1/n_2$. Si se produce un engrane perfecto, la velocidad tangencial en el punto de contacto de los dos dientes de los dos engranajes será igual, por lo que se cumplirá:

$$Vt = n_1 \cdot dp_1/2 = n_2 \cdot dp_2/2$$

de donde, sustituyendo dp por $m.z$ resulta:

$$i = n_1/ n_2 = z_2/ z_1$$

Paso circular (p): es la longitud del arco de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y a su intervalo o hueco entre dos dientes consecutivos. Esta longitud, medida sobre la circunferencia base, daría el paso base ($p = \pi$ m).

Addendum (a): es la distancia comprendida entre la circunferencia exterior y la primitiva. Se toma $a = m$.

Dedendum (b): es la distancia comprendida entre la circunferencia primitiva y la interior. Se toma $b = 1{,}25\ m$.

Espesor del diente (e): es la anchura de la parte dentada de una rueda medida sobre su diámetro primitivo. Normalmente $e = \pi\ m/2$.

Flanco: es la porción de superficie comprendida entre los cilindros interior y exterior.

Ancho del diente (L): longitud medida sobre el diente entre las dos caras paralelas de la rueda.

Diámetro de la circunferencia exterior o diámetro de cabeza ($d_e = d_p + 2a$): es el diámetro del cilindro que pasa por el extremo superior de los dientes.

Como $d_p = m \cdot z$ y $a = m$, $d_e = m\ (z + 2)$, entonces $m = d_e\ /\ (z + 2)$. Es decir, para conocer el módulo de una rueda ya construida basta con dividir el diámetro exterior (que se puede medir fácilmente con un pie de rey) entre el número de dientes, incrementando en 2 unidades.

Diámetro de la circunferencia interior o diámetro de pie: es el diámetro del cilindro que pasa por el fondo de cada entrediente. Se cumple que $d_i = d_p - 2\ b$, o también, $d_i = d_p - 2{,}5\ m$.

Perfil: es la sección de un flanco producida por un plano perpendicular al eje. Existen distintos tipos de curvas que se pueden utilizar como perfil de un diente de engranaje. Estas curvas deben cumplir la condición de que la normal común a los dos perfiles de los dos dientes en su punto de contacto divida a la línea de centros en dos segmentos inversamente proporcionales a las velocidades angulares de las dos ruedas. Si estas velocidades angulares permanecen constantes, el punto de intersección de la normal con la línea de centros permanecerá fijo, y se dice que los perfiles estarán formados por curvas conjugadas.

Para el trazado de los perfiles de dientes de engranajes se emplea fundamentalmente la evolvente de círculo (engranajes de perfil de evolvente). Este tipo de perfil presenta varias ventajas con respecto a otras curvas: se consigue un engrane correcto aunque se varíe el diámetro de alguna de las ruedas, siendo muy sencillo el tallado de los dientes y su verificación.

Ángulo de presión (α): es el ángulo formado por el radio de la circunferencia primitiva (que pasa por el punto donde el perfil corta a la circunferencia primitiva) y la tangente al perfil en dicho punto. Por lo general, se toma un ángulo de presión de 20º (figura 21.20).

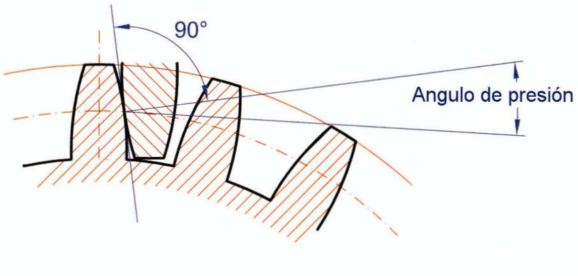


FIGURA 21.20. ÁNGULO DE PRESIÓN.

Perfil de referencia

El *perfil de referencia* o *cremallera tipo* define las características comunes a todos los engranajes cilíndricos de evolvente de igual módulo.

Cada engranaje de cualquier diámetro con un mismo módulo puede considerarse engendrado geométricamente por una cremallera tipo del mismo módulo con la que engrana perfectamente. La geometría de la cremallera base, para un ángulo de presión de 20°, es la que aparece en la figura 21.21.

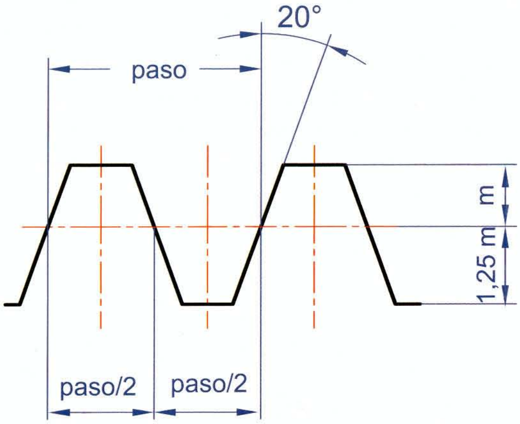


FIGURA 21.21. PERFIL DE REFERENCIA. CREMALLERA TIPO.

Características y dimensiones de los engranajes cilíndricos de dientes rectos

En la tabla 21.2 se indican las características y dimensiones de los engranajes cilíndricos de dientes rectos en función del módulo y el número de dientes.

Parámetro	Símbolo	Valor
Módulo	m	Cálculo basado en la resistencia de materiales
N.° de dientes	z	Determinado a partir de la relación de velocidades $n_1/n_2 = z_2/z_1$
Paso	p	$p = \pi m$
Addendum	a	$a = m$
Dedendum	b	$b = 1{,}25\ m$
Diámetro primitivo	dp	$dp = m \cdot z$
Diámetro exterior	de	$de = m\ (z + 2)$
Diámetro interior	di	$di = m\ (z - 2{,}5)$
Anchura diente	L	$L = k \cdot m$ donde k = 8 ó 10
Ángulo de presión	α	Normalmente 20°

TABLA 21.2. *Características y dimensiones de los engranajes cilíndricos de dientes rectos.*

Ejemplo de aplicación

Se van a determinar los parámetros de un engranaje cilíndrico-recto.

Como datos de partida se conocen:

a) Índice de reducción = 14/5 (es un parámetro de diseño).

b) Módulo normal = 16 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).

c) Distancia aproximada entre ejes deseada = 470 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).

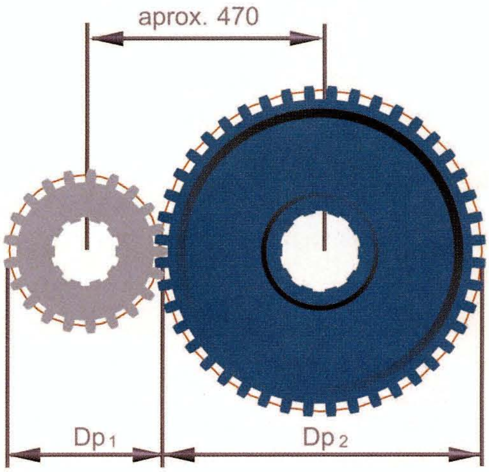


FIGURA 21.22. DATOS DEL EJEMPLO.

Si Z_1 es el número de dientes de la rueda conductora o piñón y Z_2 el de la conducida, como la relación entre las velocidades angulares es igual a la inversa de la relación de los números de dientes, se tiene que:

$$Z_2/Z_1 = 14/5$$

Como Z_1 y Z_2 deben ser números enteros, tendrán que ser múltiplos de 5 y de 14.

Por tanto, $Z_2 = 14\ K$ y $Z_1 = 5\ K$, donde K es un número entero.

Dado que la distancia entre los dos ejes es igual a la semisuma de los diámetros primitivos:

$$D = (dp_1+dp_2)/2 = m\ (Z_1 + Z_2)/2 =$$
$$= 16\ (5\ K + 14\ K)/2 = 152\ K$$

Y como $D = 152\ K \simeq 470$, si se hace $152\ K = 470$ se tendrá que $K = 3{,}09$, por lo que se tomará un valor de K entero, $K = 3$. De esta forma resultará:

$$Z_2 = 14 \times 3 = 42 \text{ dientes}$$
$$Z_1 = 5 \times 3 = 15 \text{ dientes}$$

Los diámetros primitivos serán:

$$d_{p1} = m\ Z_1 = 16 \times 15 = 240 \text{ mm y}$$
$$d_{p2} = m\ Z_2 = 16 \times 42 = 672 \text{ mm}$$

La distancia exacta entre ejes de las dos ruedas será:

$$D = (d_{p1} + d_{p2})/2 = 456 \text{ mm}$$

Respecto a las dimensiones de cada rueda:

Para el piñón:		**Para la rueda conducida:**	
Parámetro	**Valor**	**Parámetro**	**Valor**
Módulo	m = 16	Módulo	m = 16
N.º de dientes	z = 15	N.º de dientes	z = 42
Addendum	a = 16	Addendum	a = 16
Dedendum	b =20	Dedendum	b = 20
Diámetro primitivo	dp = 240	Diámetro primitivo	dp = 672
Diámetro exterior	de = 272	Diámetro exterior	de = 704
Diámetro interior	di = 200	Diámetro interior	di = 642

Representación de los engranajes cilíndrico-rectos

En los planos deben figurar los datos de la tabla 21.3.

Módulo	m	
Número de dientes	Z	
Cremallera tipo	UNE 18016	
Diámetro primitivo	dp	
Medida sobre Y dientes	K	
Distancia entre ejes	C	
Rueda conjugada	Nº de dientes	Z
	Plano n.º	XX.XX.XX

TABLA 21.3. *Datos de una rueda cilíndrico-recta.*

Para verificar que la rueda dentada ha sido construida correctamente se debe medir, una vez fabricada la rueda, el espesor del diente o un parámetro relacionado con él que permita deducirlo.

El perfil de evolvente de las ruedas dentadas hace que sea prácticamente imposible medir el espesor de un diente con un aparato de medida como un micrómetro de exteriores con contactos de platillo. La técnica que se sigue es medir, no sobre un diente, sino sobre varios. La tabla 21.4 muestra el número de dientes que hay que coger entre los extremos del micrómetro en función del número de dientes de la rueda.

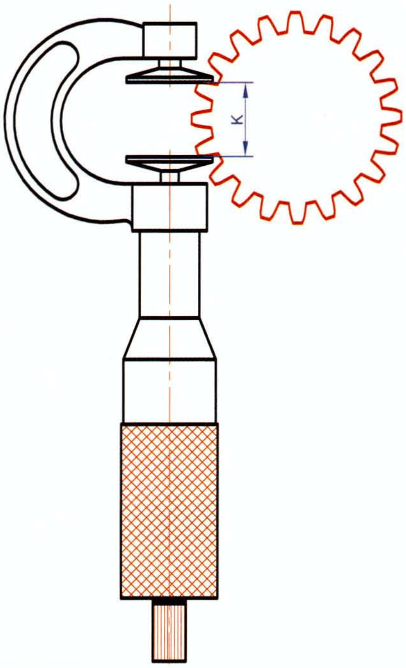


FIGURA 21.23. MEDIDA DEL PARÁMETRO *K* SOBRE 3 (*Y*) DIENTES PARA COMPROBAR EL ESPESOR DEL DIENTE.

De esta forma, en la tabla de la rueda dentada se debe consignar el número de dientes entre los que se debe medir y el valor de lo que debe medir. Dicho valor se calcula con la expresión siguiente:

$$(\text{Si } \alpha = 20^\circ)$$
$$K = m\ [2{,}952 \times (Y - 1) + 1{,}476 + 0{,}014 \times Z]$$

Obsérvese que el valor de *K* depende del módulo m, del número de dientes entre los que se mide, *Y*, y del número total de dientes de la rueda *Z*.

Z	Y
12 a 18	2
19 a 27	3
28 a 36	4
37 a 45	5
46 a 54	6
55 a 63	7
64 a 72	8
73 a 81	9

TABLA 21.4. *Número de dientes entre los que se mide para obtener el parámetro* K.

Para $Z < 12$ se debe tomar $Y = 1$.

En la figura 21.24 se ofrece un ejemplo de representación y acotación de una rueda cilíndrico-recta en un plano.

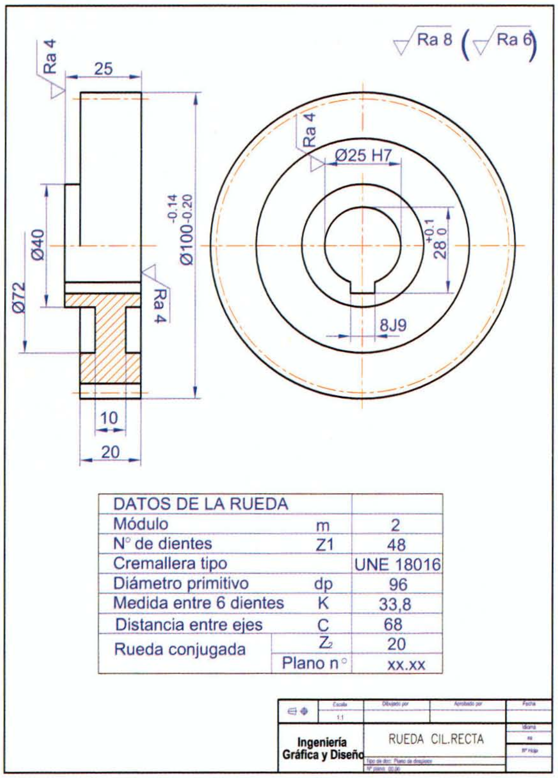


FIGURA 21.24. REPRESENTACIÓN DE UNA RUEDA CILÍNDRICO-RECTA.

21.2.5. ENGRANAJES CILÍNDRICO-HELICOIDALES

Los engranajes cilíndrico-helicoidales se emplean para transmitir potencia entre dos árboles cuyos ejes se cruzan. Existen dos casos particulares que corresponden a cuando los ejes son paralelos y cuando los ejes son perpendiculares. En este tipo de engranajes, los dientes están dispuestos según hélices trazadas sobre la superficie lateral del cilindro (figura 21.25).

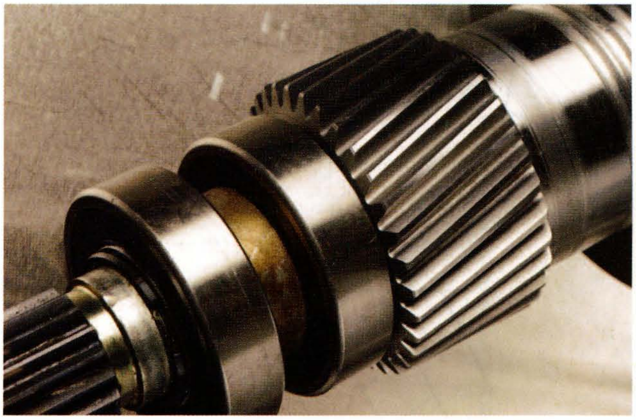


FIGURA 21.25. ENGRANAJE CILÍNDRICO-HELICOIDAL.

En los engranajes helicoidales, los dientes que engranan no entran en contacto simultáneamente en toda su anchura (como ocurría en el caso de los engranajes de dientes rectos), sino que, en un instante dado, están en contacto varios dientes a la vez. Por este motivo, la conducción realizada mediante ruedas helicoidales es mucho más regular y suave. Además, como el contacto con los dientes es progresivo, se atenúan los choques y la transmisión es mucho más silenciosa. Por el contrario, al estar simultáneamente en contacto varios dientes, el deslizamiento entre ellos es y, por consiguiente, la potencia absorbida y el desgaste de los dientes también lo es mucho mayor. Asimismo, al ser la transmisión de esfuerzos oblicua al eje, existe una componente de fuerza axial que tiende a separar los engranajes. Para evitar los empujes axiales, se tallan sobre una misma rueda dos dentados iguales pero con hélices de distinto signo (son los llamados *engranajes doble helicoidal* o en *espigón*).

Definiciones

Además de las establecidas anteriormente para las ruedas cilíndrico-rectas, se deben tener en cuenta las siguientes definiciones (figura 21.26).

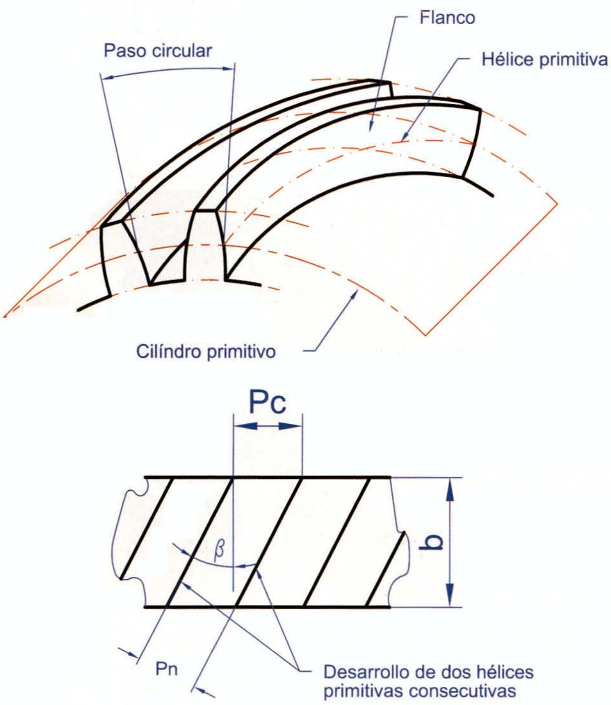


FIGURA 21.26. ENGRANAJES CILÍNDRICO-HELICOIDALES. DEFINICIONES.

- *Hélice primitiva:* es la intersección de un flanco con el cilindro primitivo de un engranaje helicoidal. La hélice puede ser a derechas o a izquierdas.
- *Ángulo de la hélice (β):* es el ángulo formado por la tangente a la hélice primitiva y una generatriz del cilindro primitivo.
- *Paso aparente o circunferencial (P_c):* longitud del arco de círculo primitivo comprendido entre dos perfiles homólogos consecutivos.
- *Paso real o normal (P_n):* longitud de arco comprendida entre dos flancos homólogos consecutivos, medida sobre una hélice del cilindro primitivo ortogonal a las hélices primitivas.
- *Módulo aparente o circunferencial (m_c):* cociente entre el paso aparente *Pc* y π.
- *Módulo real o normal (m_n):* cociente entre el paso real *Pn* y π.

Todos los engranajes de dientes helicoidales del mismo módulo (real o aparente) y del mismo ángulo de hélice engranan entre sí, independientemente de su diámetro y de su número de dientes, aunque sus hélices han de ser de sentido contrario (una a derechas y otra a izquierdas).

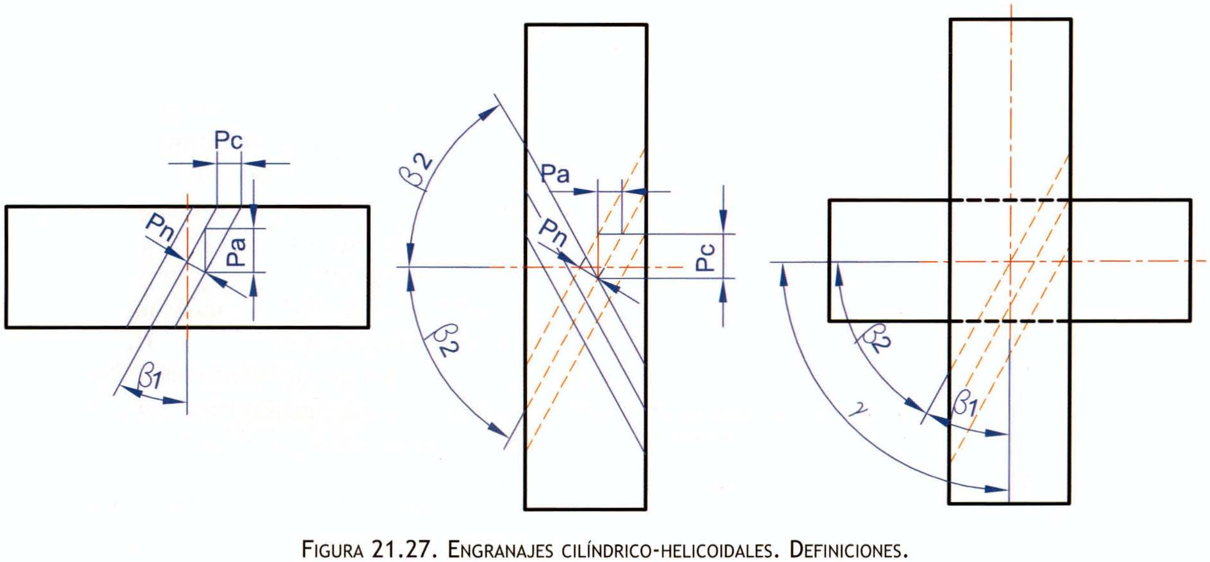


FIGURA 21.27. ENGRANAJES CILÍNDRICO-HELICOIDALES. DEFINICIONES.

Características y dimensiones de los engranajes cilíndrico-helicoidales

En la tabla 21.5 se presentan las características y dimensiones de los engranajes cilíndrico-helicoidales.

Parámetro	Símbolo	Valor
Ángulo de hélice	β	
Ángulo entre ejes	γ	$\beta_1 + \beta_2$
Módulo normal	m_n	Valor normalizado de la tabla de módulos
Módulo aparente o circunferencial	m_c	$m_c = m_n / \cos \beta$
Módulo axial	m_a	$m_a = m_n / \text{sen } \beta$
Paso normal	p_n	$p_n = \pi \, m_n$
Paso circunferencial	p_c	$p_c = \pi \, m_c = \pi \, m_n \; \cos \beta$
Paso axial	p_a	$p_a = \pi \, m_a = \pi \, m_n / \text{sen } \beta$
N.° de dientes	z	Obtenido a partir del índice de reducción
Diámetro primitivo	dp	$dp = m_c . z$
Sentido de la hélice		A derecha o a izquierda
Addendum	a	$a = m_n$
Dedendum	b	$b = 1{,}25 \, m_n$
Altura del diente	h	$h = a + b = 2{,}25 \, m_n$
Diámetro exterior	de	$de = dp + 2 \, m_n$
Diámetro interior	di	$di = dp - 2{,}5 \, m_n$
Ángulo de presión	a	Normalmente 20°

TABLA 21.5. *Dimensiones y características de los engranajes cilíndrico-helicoidales.*

Ejemplo de aplicación. Engranajes cilíndrico-helicoidales de ejes paralelos

Como datos de partida se conocen:

a) Índice de reducción = 7/3 (es un parámetro de diseño).

b) Módulo normal = 16 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).

c) Distancia exacta entre ejes = 500 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).

d) Ángulo de hélice aproximado = 15° (parámetro de diseño).

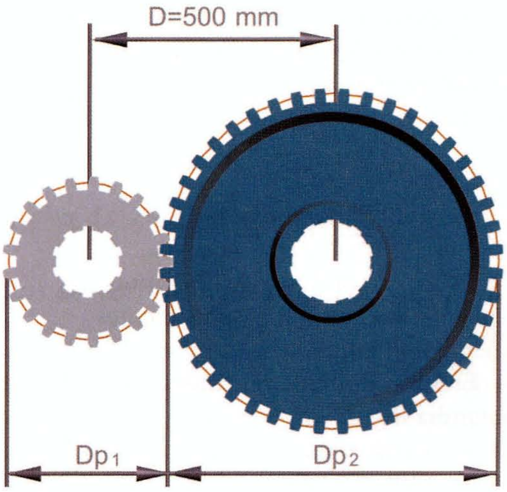


FIGURA 21.28. DATOS DEL EJEMPLO.

Si los dos ejes son paralelos, se cumplirá: $\beta_1 = -\beta_2$, de forma que los ángulos de las hélices son iguales pero de sentido contrario (hélice derecha – hélice izquierda).

Si Z_1 y Z_2 representan, respectivamente, los números de dientes de la rueda conductora y de la rueda conducida, tendremos:

$$i = Z_2 / Z_1 = 7/3$$

$$Z_1 = 3k \text{ y } Z_2 = 7k$$

siendo *k* un número entero. Para la rueda conductora:

$$dp_1 = m_{c1} \times Z_1 = m_n / \cos \beta_1 \times 3k$$

Y para la rueda conducida:

$$dp_2 = m_{c2} \times Z_2 = m_n / \cos \beta_2 \times 7k$$

Por tratarse de ejes paralelos, como $\beta_1 = -\beta_2$ y $cos\beta_1 = cos\beta_2$ entonces:

$$m_{c1} = m_{c2}$$

La distancia entre los ejes será igual a la semisuma de los diámetros primitivos:

$$500 = (dp_1 + dp_2)/2 = (m_n / \cos\beta) \times \times (3k + 7k)/2$$

y como se ha fijado que ß debe ser aproximadamente 15°, tendremos que:

$$500 = 16 \times 10k / (2 \times \cos 15°)$$

Despejando *k* de la ecuación anterior se obtiene un valor de *k* = 6,03, que, como debe ser entero, se tomará:

$$k = 6$$

De esta forma se tendrá:

$$Z_2 = 7 \times 6 = 42 \text{ dientes}$$
$$\text{y } Z_1 = 3 \times 6 = 18 \text{ dientes}$$

El valor exacto del ángulo de hélice se obtendrá de:

$$500 = 16 \times 10 \times 6/(2 \times \cos \beta)$$
$$\cos \beta = 0{,}96 \qquad \text{de donde:} \qquad \beta = 16° \ 16'$$

por último:

$$dp_1 = 16 \times 18/\cos 16° \ 16' = 300 \text{ mm}$$
$$dp_2 = 16 \times 42/\cos 16° \ 16' = 700 \text{ mm}$$

Ejemplo de aplicación. Engranajes cilíndrico-helicoidales de ejes perpendiculares

Como datos de partida se conocen:

a) Índice de reducción = 7/3 (es un parámetro de diseño).

b) Módulo normal = 16 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).

c) Distancia aproximada entre ejes = 480 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).

d) Angulo de hélice exacto del piñón = 40° (parámetro de diseño).

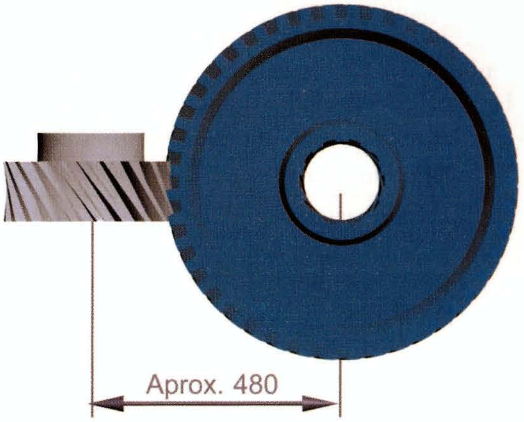


FIGURA 21.29. DATOS DEL EJEMPLO.

Si Z_1 y Z_2 son los números de dientes de la rueda conductora y de la rueda conducida:

$$Z_2 / Z_1 = 7 / 3 \text{ de donde } Z_2 = 7k \,;\, Z_1 = 3k$$

con *k* entero.

Si se fija la inclinación de los dientes sobre la rueda conductora $\beta_1 = 40°$, la inclinación de las hélices sobre la rueda conducida será $\beta_2 = 90° - 40° = 50°$.

La distancia entre ejes es igual a la semisuma de los diámetros primitivos:

$$D = \frac{dp_2 + dp_1}{2} =$$

$$= \frac{1}{2}\left(\frac{16}{\cos 40} \times 3k + \frac{16}{\cos 50} \times 7k\right) = 480 \text{ mm}$$

De donde $k = 4{,}052$, por lo que se tomará $k = 4$. Los números de dientes Z_1 y Z_2 serán, respectivamente, 12 y 28 dientes, y la distancia exacta entre ejes:

$$D = \frac{dp_2 + dp_1}{2} =$$

$$= \frac{1}{2}\left(\frac{16}{\cos 40} \times 3 \cdot 4 + \frac{16}{\cos 50} \times 7 \cdot 4\right) = 473{,}8 \text{ mm}$$

Nótese que, al ser ruedas cilíndrico-helicoidales de ejes perpendiculares, los ángulos de la hélice tienen el mismo sentido para que el engrane tenga lugar y sean iguales a la suma de 90°.

Representación de los engranajes cilíndrico-helicoidales en los dibujos

En los planos deben figurar los datos de la tabla 21.6.

Módulo normal	m	
Número de dientes	z	
Cremallera tipo	UNE 18016	
Diámetro primitivo	dp	
Distancia entre ejes	C	
Ángulo de la hélice	β	
Sentido de la hélice		
Rueda conjugada	N.° de dientes	Z
	Plano n.°	XX.XX.XX

TABLA 21.6. *Datos de los engranajes cilíndrico-helicoidales que hay que incluir en el plano.*

En la figura 22.30 se muestra un plano correspondiente a una rueda cilíndrico-helicoidal.

21.2.6. Tornillo sin fin y corona

El *tornillo sin fin* es un caso particular de engranajes helicoidales con ejes que se cruzan

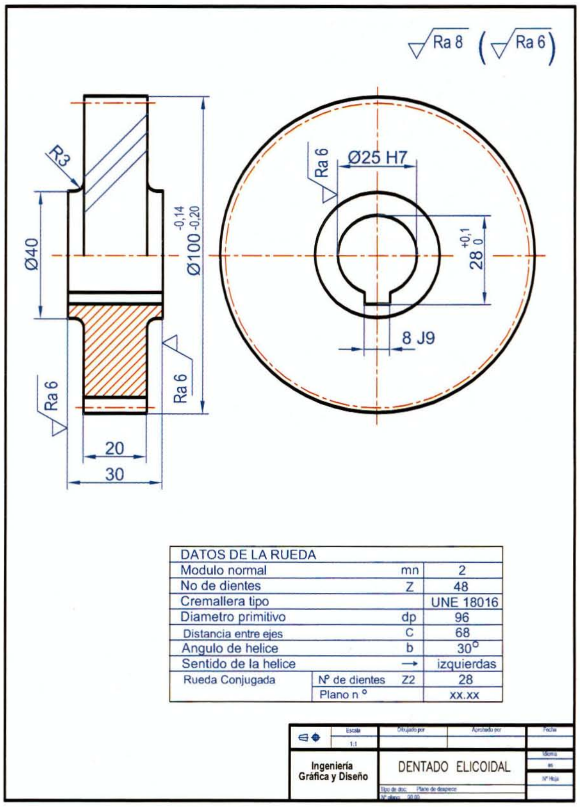


FIGURA 21.30. RUEDA CILÍNDRICO-HELICOIDAL. DATOS EN PLANOS.

a 90°. El ángulo de hélice del piñón se toma próximo a los 90°, y el número de dientes del mismo es tan pequeño que sus dientes forman hélices completas (llamadas *entradas* del tornillo o *hilos* del tornillo). El piñón se convierte en un tornillo sin fin y la rueda se denomina entonces *corona*. El número de dientes del piñón es igual al número de entradas del tornillo. La máxima relación de transmisión se conseguirá con $Z_1 = 1$ (tornillo de una entrada).

En general, el paso de rosca del tornillo será igual al paso axial del tornillo por el número de entradas:

$$p = \pi\, d_1 \cdot \text{ctg}\beta_1 = P_{ax} \cdot Z_1 = \pi\, m_{ax} \cdot Z_1$$

Tipos de tornillos sin fin y coronas

El tornillo sin fin generalmente desempeña el papel de la rueda conductora. Está tallado a partir de un eje cilíndrico macizo en torno al cual se disponen helicoidalmente una serie de filetes. Se distinguen tres tipos fundamentales de tornillos sin fin y coronas.

- **Corona y tornillos sin fin cilíndricos**

La rueda conducida es igual a la de los engranajes cilíndricos usuales. El contacto entre el filete del tornillo y el diente de la corona es puntual, y por lo tanto el desgaste de ambos es rápido. Este montaje sólo se utiliza en la transmisión de pequeños esfuerzos y a velocidades reducidas (figura 21.31).

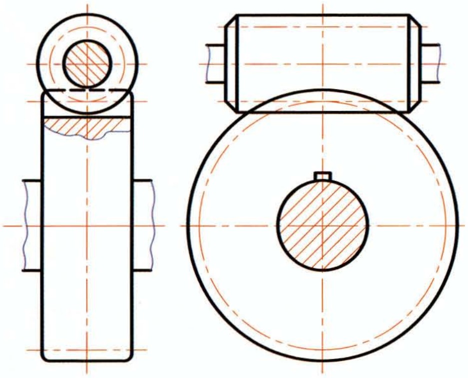


FIGURA 21.31. CORONA Y TORNILLOS SIN FIN CILÍNDRICOS.

- **Tornillo sin fin cilíndrico y corona de dientes cóncavos**

El tornillo sin fin mantiene su forma cilíndrica, con sus filetes helicoidales. La rueda está tallada de forma que sus dientes están curvados, con el centro de curvatura situado sobre el eje del tornillo sin fin (figura 21.32).

En este caso, el contacto entre los dientes es lineal, lo que hace que se transmita mejor el esfuerzo y se producen menos desgastes. Este sistema es el más usual en mecanismos de reducción.

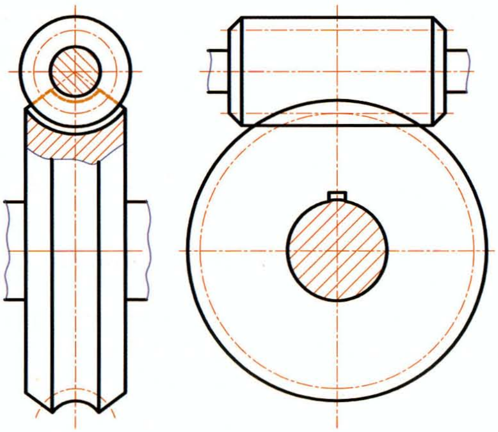


FIGURA 21.32. TORNILLO SIN FIN CILÍNDRICO Y CORONA DE DIENTES CÓNCAVOS.

- **Corona y tornillo globoidal**

En este tipo, el tornillo se adapta a la forma de la rueda. Tal disposición es poco frecuente debido a su alto coste de fabricación. Se suele emplear en las cajas de dirección de los automóviles (figura 21.33).

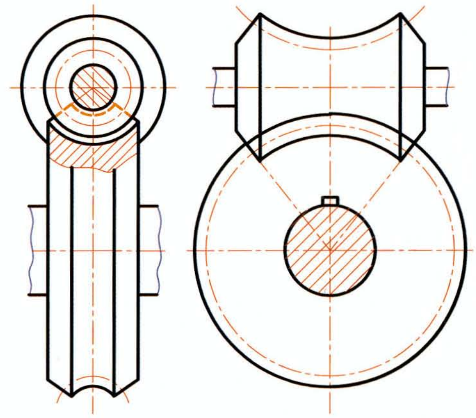


FIGURA 21.33. CORONA Y TORNILLO GLOBOIDAL.

Irreversibilidad del movimiento

En la mayoría de los casos, el tornillo hace el papel de rueda conductora, con lo que el sistema es un reductor de velocidad.

Dependiendo del coeficiente de rozamiento entre dientes y del ángulo de hélice, el mecanismo de tornillo sin fin y corona presenta la característica de ser un mecanismo no reversible; es decir, aunque el tornillo puede girar en cualquier sentido y arrastrar a la corona, si ésta es la que gira, no puede arrastrar al tornillo.

Este fenómeno se aprovecha como mecanismo de seguridad en sistemas donde se necesita que la rueda no sea capaz de arrastrar al tornillo. Tiene especial aplicación en elevadores de carga y ascensores, donde la irreversibilidad del mecanismo constituye el mejor freno de seguridad en caso de fallo de la energía eléctrica.

Características y dimensiones del tornillo sin fin y de la corona

A continuación se indican las fórmulas necesarias para determinar la geometría del tornillo sin fin y de la corona (figura 21.34 y tabla 21.7).

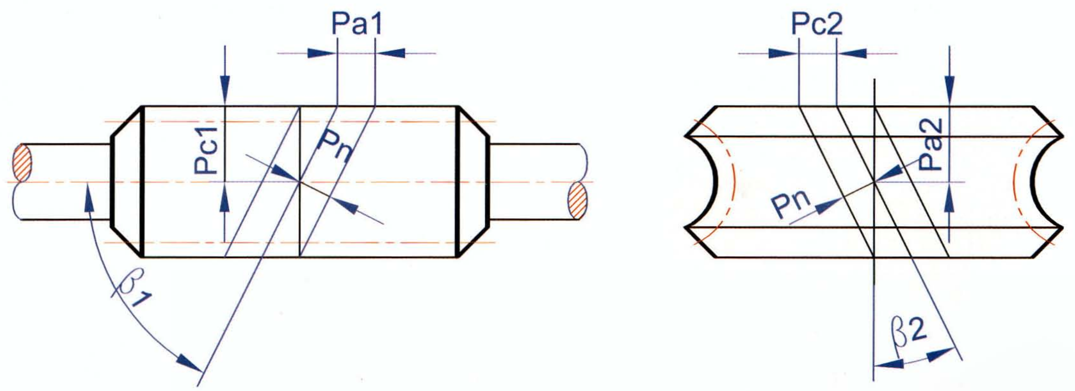


FIGURA 21.34. CORONA Y TORNILLO SIN FIN.

TORNILLO SIN FIN	
dp_1	Diámetro primitivo
m_{a1}	Módulo axial = $m_n/\text{sen } ß_1 = m_n/\cos ß_2 = m_{c2}$
m_n	Módulo normal = m_{a1} sen $ß_1$
m_{c1}	Módulo circunferencial = m_{a1} tan $ß_1$
z_1	Número de entradas
p_{a1}	Paso axial = $\pi\ m_{a1}$
p	Paso de la hélice del tornillo = $p_{a1}\ z_1$
p_n	Paso normal = $\pi\ m_n$
p_{c1}	Paso circunferencial = $\pi\ m_{c1}$
$ß_1$	Ángulo de la hélice; ctg $ß_1 = m_{a1}\ z_1/\ dp_1$ Sentido de la hélice (derechas o izquierdas)
d_{e1}	Diámetro exterior = $dp_1 + 2\ m_n$
d_{i1}	Diámetro interior = $dp_1 - 2{,}5\ m_n$
a	Addendum a = m_n
b	Dedendum b= 1,25 m_n
h	Altura del diente h= 2,25 m_n
α	Ángulo de presión (normalmente 20°) Tipo de dentado (normalmente evolvente)

CORONA	
Dp_2	Diámetro primitivo.
m_{a2}	Módulo axial = $m_n/\text{sen } ß_2 = m_n/\cos ß_1 = m_{c1}$
m_n	Módulo normal = m_{a2} sen $ß_2$
m_{c2}	Módulo circunferencial = $m_n\ /\cos ß_2$
z_2	Número de dientes
p_{a2}	Paso axial = $\pi\ m_{a2}$
p_n	Paso normal = $\pi\ m_n$
p_{c2}	Paso circunferencial = $\pi\ m_{c2}$
$ß_2$	Ángulo de la hélice; $ß_2 = 90° - ß_1$ Sentido de la hélice (derechas o izquierdas)
D_{e2}	Diámetro exterior = $Dp_2 + 2\ m_n$
D_{i2}	Diámetro interior = $Dp_2 - 2{,}5\ m_n$
a	Addendum a = m_n
b	Dedendum b = 1,25 m_n
h	Altura del diente h = 2,25 m_n
α	Ángulo de presión (normalmente 20°) Tipo de dentado (normalmente evolvente)

TABLA 21.7. *Fórmulas para la determinación de la geometría del tornillo sin fin y de la corona.*

Ejemplo de aplicación

Como datos de partida se conocen:

a) Índice de reducción = 32 (es un parámetro de diseño).

b) Módulo normal = 2 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).

c) Distancia aproximada entre ejes = 43 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).

d) Ángulo de hélice exacto del tornillo = 85° (parámetro de diseño).

Dado que el índice de reducción es 32, se tiene que:

$$i = 32 = \frac{Z_{\text{corona}}}{Z_{\text{tornillo}}} = \frac{32k}{k}$$

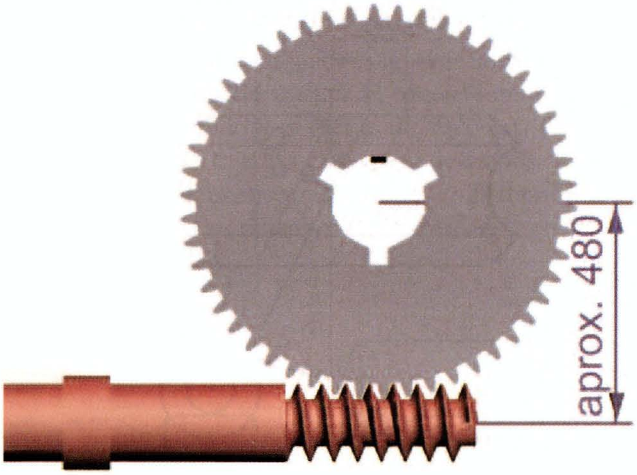


FIGURA 21.35. DATOS DEL EJEMPLO.

Por otra parte, si existe una distancia entre centros aproximada de 43 mm, entonces:

$$2c = \frac{m_n Z_{tornillo}}{\cos\beta_{tornillo}} = \frac{m_n Z_{corona}}{\cos\beta_{corona}}$$

Dado que la suma de ángulos de hélice de tornillo y corona debe ser de 90°, y si el tornillo tiene un ángulo de hélice de 85°, la corona tendrá 5°, por lo que:

$$86 = \frac{2k}{\cos 85} = \frac{2 \cdot 32k}{\cos 5}$$

de donde $k = 0{,}986 \simeq 1$.

Así pues:

$$Z_{tornillo} = 1 \quad y \quad Z_{corona} = 32$$

y

$$dp_{tornillo} = \frac{m_n Z_{tornillo}}{\cos\beta_{tornillo}} = \frac{2 \cdot 1}{\cos 85} = 22{,}96$$

$$dp_{corona} = \frac{m_n Z_{corona}}{\cos\beta_{corona}} = \frac{2 \cdot 32}{\cos 5} = 64{,}24$$

$$c = \frac{1}{2}\left(\frac{m_n Z_{tornillo}}{\cos\beta_{tornillo}} + \frac{m_n Z_{corona}}{\cos\beta_{corona}}\right) = 43{,}60$$

Representación del tornillo sin fin y la corona en los dibujos

En la figura 21.36 se muestran los planos correspondientes a un tornillo sin fin y una corona.

En los planos deben figurar los datos de la tabla 21.8.

TORNILLO SIN FIN		
Módulo normal	m	
Número de entradas	z	
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	
Distancia entre ejes	C	
Ángulo de la hélice	β	
Sentido de la hélice		
Rueda conjugada	N.º de dientes	Z
	Plano n.º	N.º de plano

CORONA		
Módulo normal	m	
Número de dientes	z	
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	
Distancia entre ejes	C	
Ángulo de la hélice	β	
Sentido de la hélice		
Rueda conjugada	N.º de dientes	Z
	Plano n.º	N.º de plano

TABLA 21.8. *Datos del tornillo sin fin-corona para incluir en el plano.*

21.2.7. ENGRANAJES CÓNICOS

Los engranajes cónicos se usan para transmitir un movimiento de rotación entre dos ejes que se cortan y que forman entre sí un ángulo cualquiera (figuras 21.37 y 21.38).

La razón de las velocidades angulares de dos engranajes cónicos es también igual a la razón inversa de su número de dientes. Los módulos

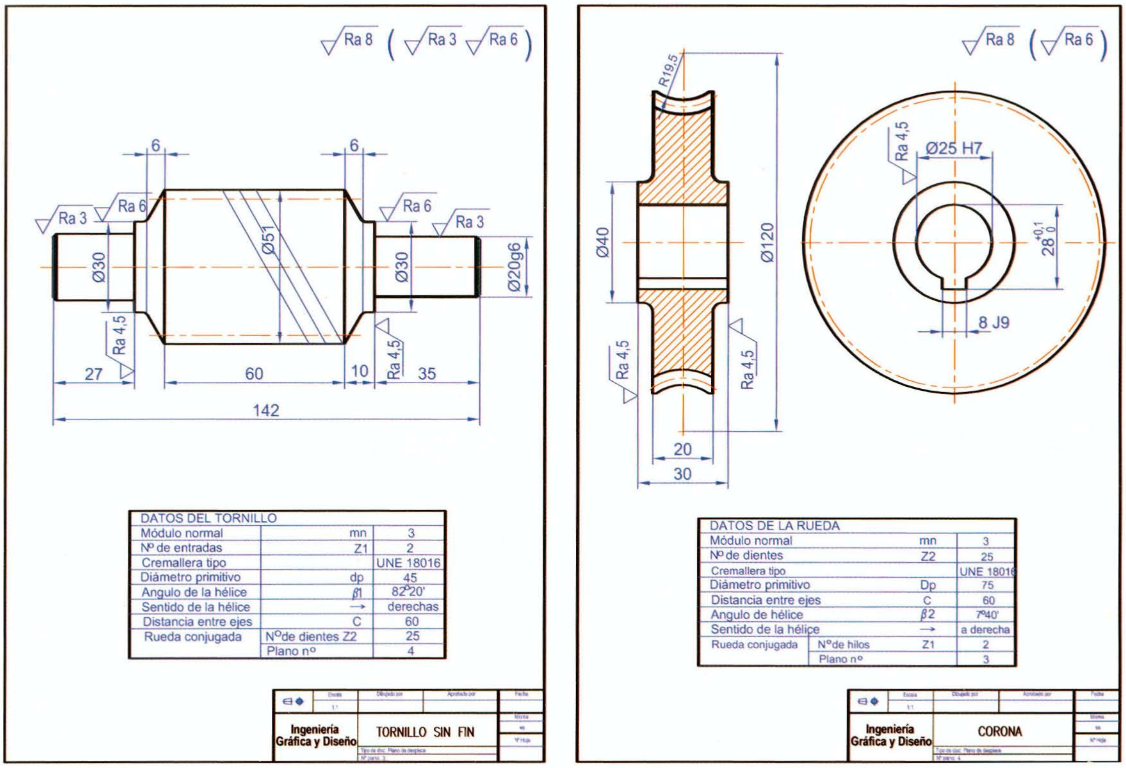


FIGURA 21.36. TORNILLO SIN FIN Y CORONA. DATOS EN PLANOS.

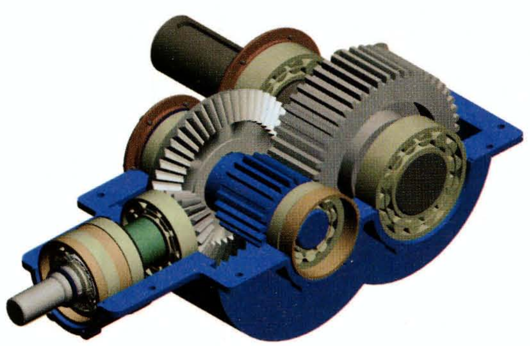


FIGURA 21.37. REDUCTOR DE DOS ETAPAS CON DENTADO CÓNICO Y CILÍNDRICO RECTO.

de las dos ruedas que engranan tienen que ser también iguales.

Los dientes pueden ser de perfil evolvente o cicloidal.

Existen distintos tipos de engranajes cónicos en función de la forma de los dientes. Los más empleados son los engranajes cónicos de dientes rectos (figura 21.39A) y los cónicos de dientes en espiral, comparables estos últimos por sus características de funcionamiento con los engranajes cilíndricos de tipo helicoidal. Ofrecen la particularidad de tener los dientes dispuestos en espiral logarítmica, es decir, con inclinación constante en cada uno de sus puntos. Producen un engrane mucho más suave que el dentado recto, con un nivel de vibraciones y ruidos mucho menor.

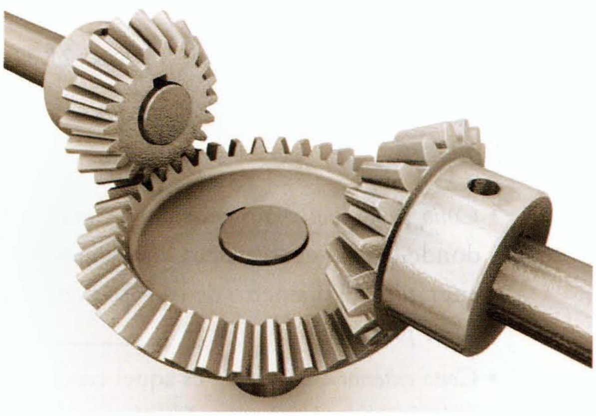
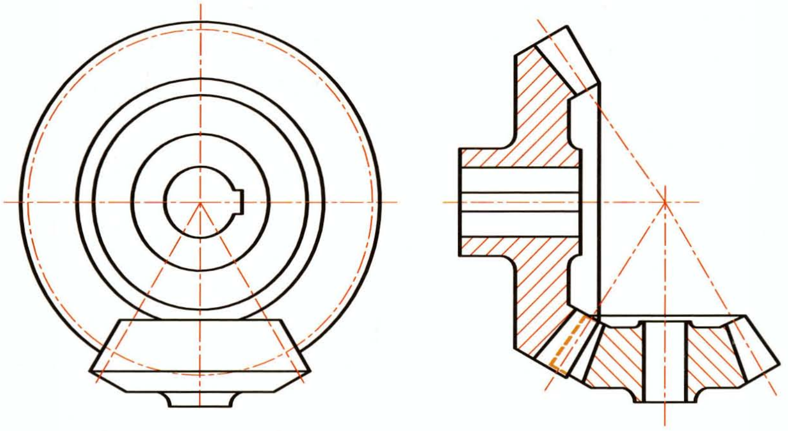
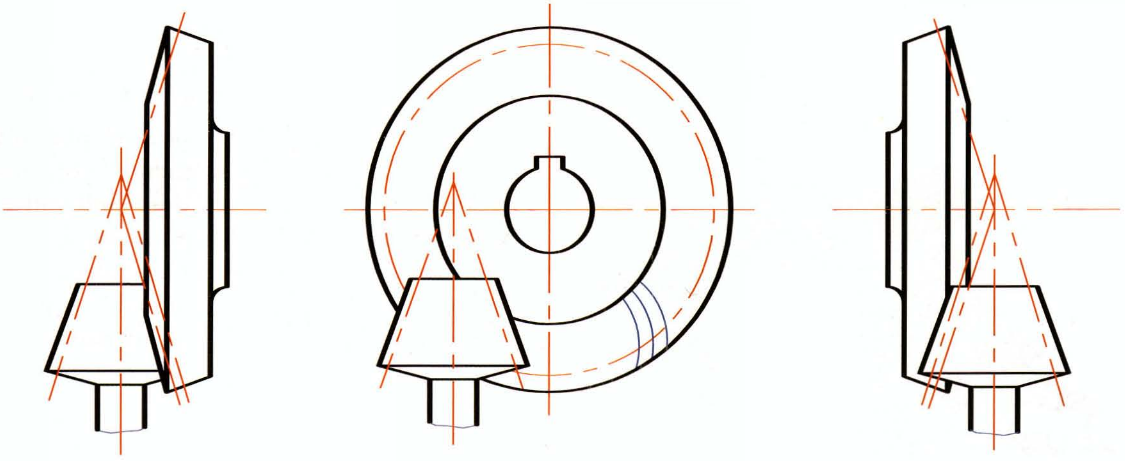


FIGURA 21.38. ENGRANAJES CÓNICOS A 90°.

Las ruedas cónicas de dentado *hipoide* (figura 21.39B) son semejantes en su forma a los engranajes cónicos de diente curvo, pero con la diferencia de que los árboles no se cortan, sino que se cruzan. Esta disposición es la más usada, por ejemplo, en los diferenciales de los automóviles.



A)



B)

FIGURA 21.39. ENGRANAJES CÓNICOS.

Definiciones

- *Cono primitivo:* cono teórico de engrane donde entran en contacto los dientes que engranan. El diámetro de su base es el *diámetro primitivo (dp).*
- *Cono exterior o de cabeza:* es aquel en el que están inscritos los dientes. El diámetro de su base es el diámetro exterior *(de).*
- *Cono de fondo o de pie:* es aquel sobre el que se apoyan los dientes. El diámetro de su base es el diámetro interior *(di).*
- *Semiángulo del cono primitivo* (semiángulo primitivo β_1).
- *Semiángulo del cono exterior* (semiángulo de cara β_a).
- *Semiángulo del cono de fondo* (semiángulo de fondo β_b).

- *Longitud de la generatriz del cono primitivo (G).*
- *Ángulo de addendum (q_a):* es la diferencia entre el semiángulo del cono exterior y el semiángulo del cono de fondo.
- *Ángulo de dedendum (θ_b):* diferencia existente entre el semiángulo del cono primitivo y el semiángulo del cono de fondo.
- *Ángulo entre ejes (g):* ángulo formado por los ejes de los árboles cuyo movimiento se requiere transmitir.

Si los ejes forman un ángulo γ, los semiángulos de los conos primitivos β_1 y β_2 cumplirán que $\gamma = \beta_1 + \beta_2$ (figura 21.40).

Puede llegar a demostrarse que:

$$tg\beta_2 = \frac{sen\gamma}{\left(\frac{Z_1}{Z_2}\right) + \cos\gamma}$$

y

$$tg\beta_1 = \frac{sen\gamma}{\left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) + \cos\gamma}$$

Si $\gamma = 90°$, se tendrá:

$$tg\beta_1 = z_1/z_2 \quad \text{y} \quad tg\beta_2 = z_2/z_1$$

La figura 21.41 muestra un mecanismo denominado berbiquí, que permite realizar agujeros de forma manual, compuesto por una pareja de engranajes cilíndrico-rectos y cónicos.

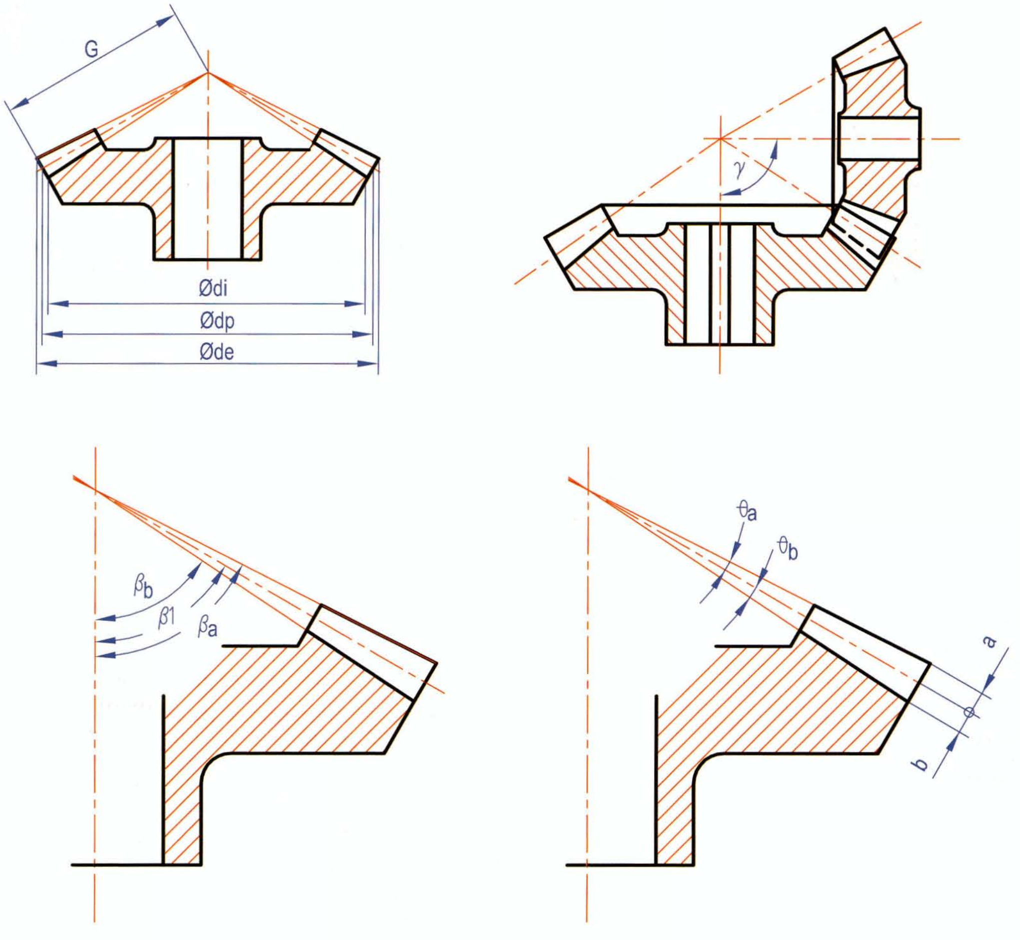


Figura 21.40. Engranajes cónicos. Definiciones.

Características y dimensiones de los engranajes cónico-rectos

El cálculo de las características de los engranajes cónicos de dientes rectos puede hacerse a partir de las fórmulas que aparecen en la tabla 21.9.

PIÑÓN	
N.º de dientes	z_1
Módulo	m
Paso	$p = \pi m$
Diámetro primitivo	$dp_1 = m z_1$
Longitud del diente	L
Ángulo de presión	20º
Velocidad de giro	n_1
Ángulo de los ejes	$\gamma = ß_1 + ß_2$
Semiángulo del cono primitivo	$tgß_1 = sen\gamma / ((z_2 / z_1) + cos\gamma)$
Addendum	$a = m$
Dedendum	$b = 1{,}25\ m$
Diámetro exterior	$de_1 = dp_1 + 2m\ cosß_1 = mz_1 + 2\ m\ cosß_1 = m(z_1 + 2\ cosß_1)$
Diámetro interior	$di_1 = dp_1 - 2{,}5m\ cosß_1 = mz_1 - 2{,}5m\ cosß_1 = m(z_1 - 2{,}5\ cosß_1)$
Generatriz de contacto	$G = dp_1 / 2senß_1$
Ángulo de addendum	$tg\ \theta_{a1} = m/G$
Ángulo de dedendum	$tg\ \theta_{b1} = 1{,}25m/G$

RUEDA	
N.º de dientes	z_2
Módulo	m
Paso	$p = \pi m$
Diámetro primitivo	$dp_2 = m z_2$
Longitud del diente	L
Ángulo de presión	20º
Velocidad de giro	n_2
Ángulo de los ejes	$\gamma = ß_1 + ß_2$
Semiángulo del cono primitivo	$tgß_2 = sen\gamma / ((z_1 / z_2) + cos\gamma)$
Addendum	$a = m$
Dedendum	$b = 1{,}25\ m$
Diámetro exterior	$de_2 = dp_2 + 2m\ cosß_2 = mz_2 + 2\ m\ cosß_2 = m(z_2 + 2\ cosß_2)$
Diámetro interior	$di_2 = dp_2 - 2{,}5m\ cosß_2 = mz_2 - 2{,}5m\ cosß_2 = m(z_2 - 2{,}5\ cosß_2)$
Generatriz de contacto	$G = dp_2 / 2senß_2$
Ángulo de addendum	$tg\ \theta_{a2} = m/G$
Ángulo de dedendum	$tg\ \theta_{b2} = 1{,}25m/G$

TABLA 21.9. *Fórmulas para el cálculo de las características de los engranajes cónicos de dientes rectos.*

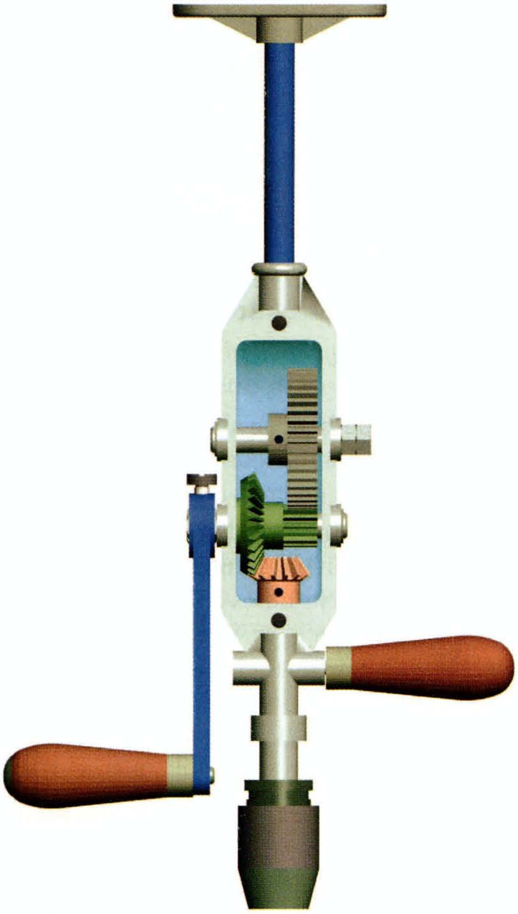


FIGURA 21.41. BERBIQUÍ, MECANISMO CON ENGRANAJES CILÍNDRICO-RECTOS Y CÓNICOS.

Ejemplo de aplicación

Como datos de partida se conocen:

a) Índice de reducción = 5/2 (es un parámetro de diseño).

b) Módulo normal = 5 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).

c) Longitud aproximada de la generatriz del cono primitivo aproximada = 135 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).

d) Ángulo entre ejes = 90° (parámetro de diseño).

Dado que $i = Z_2/Z_1 = 5/2$, se tendrá que:

$$Z_2 = 5k \quad \text{y} \quad Z_1 = 2k$$

por lo que:

$$G = \frac{1}{2}\sqrt{Dp_1^2 + Dp_2^2}$$

$$135 = \sqrt{(m \cdot 2 \cdot k)^2 + (m \cdot 5 \cdot k)^2}$$

de donde:

$$m \cdot k = 50{,}14$$

y si $m = 5$, entonces $k = 10{,}03$, por lo que se tomará $k = 10$ y se tendrá:

$$\beta_1 = 21° \, 48' \text{ y } \beta_2 = 90° \,/\, 21° \, 48' = 68° \, 12'$$

$$Z_1 = 2k = 20 \quad \text{y} \quad Z_2 = 5k = 50$$

Si el módulo es 5 mm:

$$dp_1 = 5 \cdot 2k = 100 \text{ mm}$$
$$dp_2 = 5 \cdot 5k = 250 \text{ mm}$$
$$G = 134{,}6 \text{ mm}$$

Representación de los engranajes cónicos en los dibujos

Además de las cotas que dimensionan la forma exterior de la rueda dentada, es preciso consignar en el plano la *cota de montaje* correspondiente a la *posición del vértice del cono primitivo.*

En la figura 21.42 se muestran los planos correspondientes a una rueda cónica.

En los planos deben figurar los datos de la tabla 21.10.

Módulo		m	5
Número de dientes		Z	16
Cremallera tipo			UNE 18184
Diámetro primitivo		dp	80
Ángulo primitivo		ß	18,08°
Longitud generatriz		G	128,87
Ángulo de pie		θ_b	2,776°
Ángulo entre ejes		γ	90°
Rueda conjugada	N.° de dientes	z	49
	plano n.°		N.° de plano

TABLA 21.10. *Datos de las ruedas cónicas para incluir en el plano.*

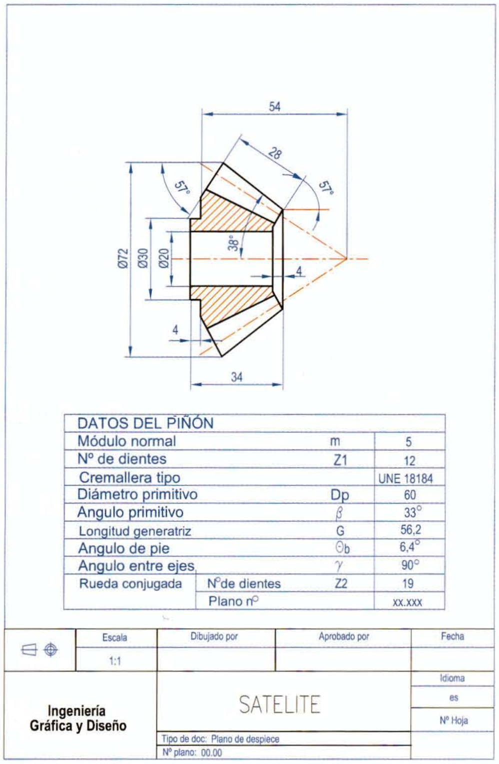


FIGURA 21.42. RUEDAS CÓNICAS.

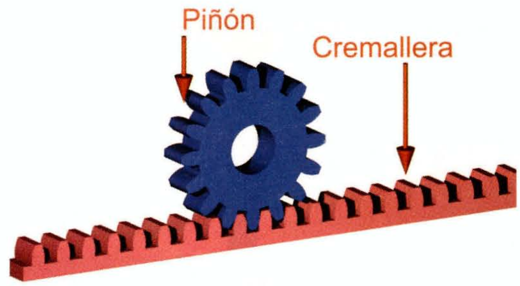


FIGURA 21.43. PIÑÓN-CREMALLERA.

21.2.8. PIÑÓN Y CREMALLERA

Cuando una de las ruedas dentadas tiene radio primitivo infinito se convierte en lo que se denomina *cremallera*. El mecanismo piñón y cremallera es un mecanismo que transforma el giro del piñón en un desplazamiento lineal de la cremallera (figura 21.43).

El mecanismo tiene diversas aplicaciones, aunque, tal vez, la más conocida es el mecanismo de dirección de cremallera de vehículos.

En este mecanismo, el concepto de índice de reducción cambia. La relación de velocidades en este caso ya no es adimensional, como lo era en una pareja de ruedas dentadas, sino que, al tratarse de una relación entre una velocidad angular y una lineal, el índice de reducción está en función del radio primitivo del piñón, de forma que se cumple que:

$$r_{p_{piñón}} = \frac{v_{cremallera}}{w_{piñón}}$$

El dentado del piñón y de la cremallera puede ser recto o helicoidal.

En la figura 21.44 aparece representada una pareja piñón y cremallera.

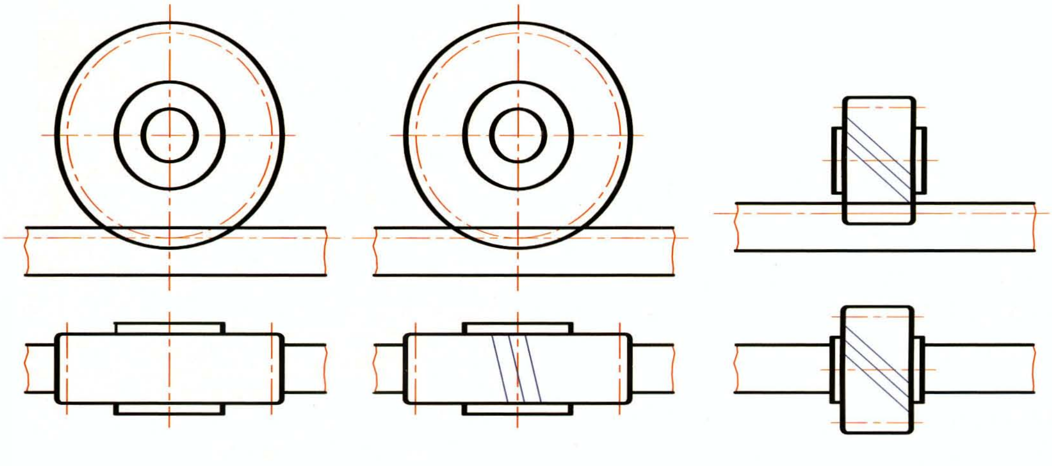


FIGURA 21.44. REPRESENTACIONES DE UN PIÑÓN-CREMALLERA.

Ejemplo de aplicación

Como datos de partida se conocen:

a) Relación de transformación = 50 mm de desplazamiento de cremallera por cada vuelta del piñón (es un parámetro de diseño).

b) Módulo normal = 1 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).

c) Ángulo de hélice aproximadamente = 20° (parámetro de diseño).

d) Ángulo entre ejes = 0° (parámetro de diseño).

(Se sobrentiende que la cremallera es una rueda dentada de radio primitivo infinito, y que el eje de esta rueda es perpendicular a la dirección de desplazamiento de la cremallera.)

- **Primera forma de resolución**

Si Z_1 representa el número de dientes del piñón, se tiene:

$$dp_1 / 2 = 50 \text{ mm} / 2\,\pi \text{ radian, de donde:}$$

$$dp_1 = 15{,}92 \text{ mm}$$

$$dp_1 = m_{c1} \cdot Z_1 = m_n / \cos \beta_1 \times Z_1 \text{, de donde:}$$

$$15{,}92 = 1 / \cos 20° \times Z_1$$

$$Z_1 = 14{,}96$$

Como Z_1 debe ser un número entero, se tomará Z_1 = 15 dientes, por lo que, entonces, el ángulo de hélice del piñón será:

$$15{,}92 = 1 / \cos \beta \times 15 \text{, de donde}$$

$$\beta = 19° \, 34'$$

- **Segunda forma de resolución**

Si el eje de giro del piñón es perpendicular a la dirección de desplazamiento de la cremallera, el paso cincunferencial del piñón se obtendrá dividiendo el recorrido de la cremallera para cada vuelta girada del piñón entre el número de dientes del piñón.

Si Z_1 representa el número de dientes del piñón, entonces el recorrido de la cremallera por cada vuelta del piñón = 50 mm = $Z_1 \times P_c$.

Como $P_c = M_c \times \gamma$ y $m_c = m_n / cos\beta$, se tiene que:

$$\frac{50}{Z_1} = \frac{m_n}{\cos\beta}\pi$$

$$\frac{50}{Z_1} = \frac{m_n}{\cos 20}\pi$$

$$Z_1 = 14{,}96$$

Como Z_1 debe ser un número entero, se tomará Z_1 = 15 dientes, por lo que, entonces, el ángulo de la hélice del piñón será: $\beta = 19° \, 34'$.

21.3. Cadenas

Las cadenas tienen especial aplicación en mecanismos donde los ejes de giro de las dos ruedas dentadas están muy separados y el tamaño de las ruedas dentadas debe ser pequeño (por ejemplo, en el sistema de transmisión de una bicicleta, figura 22.45) o incluso cuando se puede producir un movimiento relativo de un eje de giro respecto de otro, como por ejemplo en la transmisión de la tracción de una motocicleta a la rueda trasera, que está dotada del movimiento de la suspensión (figura 21.45).

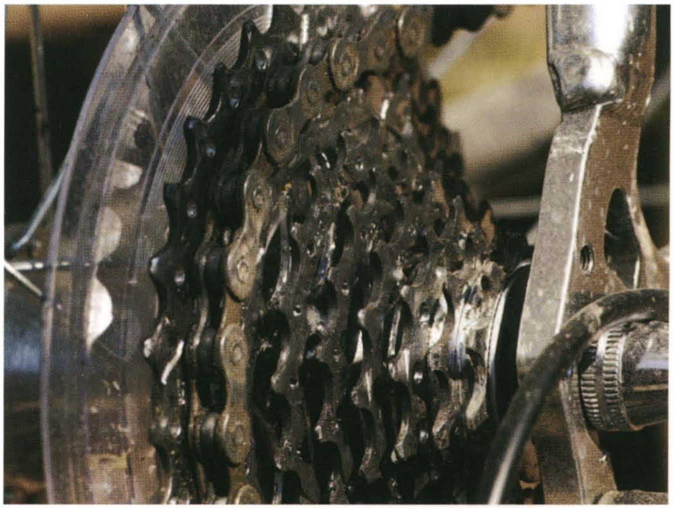


Figura 21.45. Ruedas dentadas de una bicicleta.

En las figuras 21.46, 21.47 y 21.48 se muestran varios tipos de cadena y las ruedas dentadas sobre las que ésta se acopla. La forma de los dientes de la rueda depende del tipo de cadena, ya quella rueda adaptarse a la cadena.

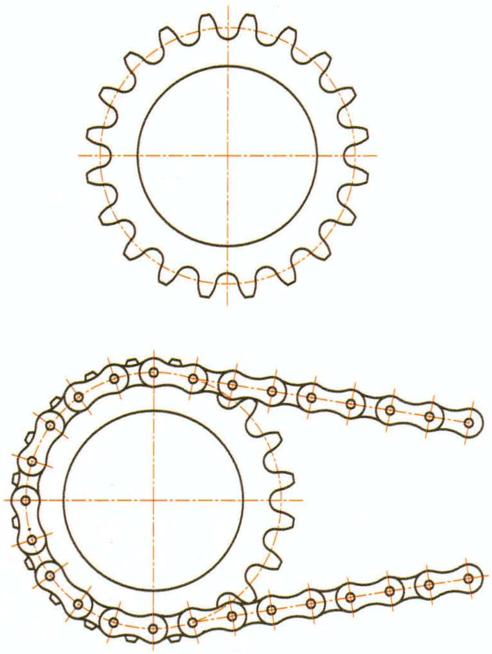


FIGURA 21.46. RUEDA DENTADA Y CADENA DE RODILLOS.

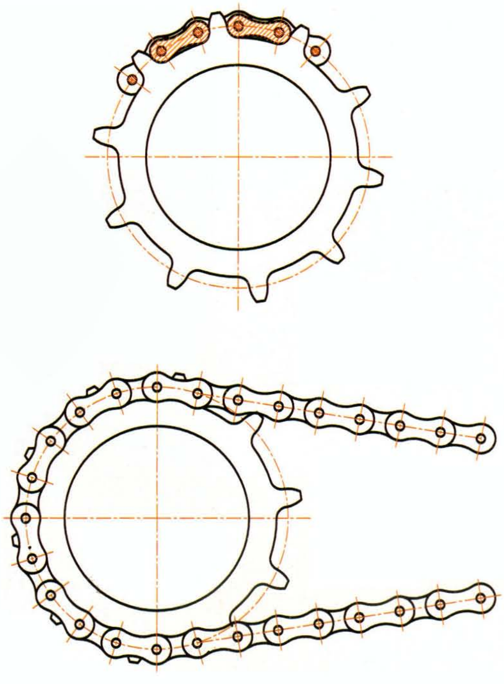


FIGURA 21.47. RUEDA DENTADA Y CADENA DE BLOQUES.

Todas las cadenas articuladas constan de dos elementos constructivos principales, que son las *mallas* y *los bulones* o elementos de articulación.

Las cadenas articuladas se definen en función de sus tres magnitudes fundamentales: paso, anchura interior y diámetro exterior del bulón o del rodillo.

Tipos de cadenas

Desde el punto de vista de su aplicación, las cadenas se clasifican en tres grupos: *de transmisión, transportadoras* y *de carga*. En la figura 21.49 aparecen representados detalladamente los tipos de cadena más usuales y las normas donde quedan definidos.

Pertenecen al grupo de cadenas de accionamiento las cadenas de rodillos, las de casquillos y las silenciosas. Son aptas para transmitir potencias grandes y pequeñas a alta velocidad, debido a su mejor superficie de articulación.

La cadena más habitual del grupo de las transportadoras es la de casquillos. En instalaciones transportadoras más ligeras se utilizan también las cadenas de rodillos y las silenciosas con mallas adecuadas. Las velocidades de funcionamiento en este caso son intermedias o bajas, pero las cargas de rotura son altas.

Forman el grupo de las cadenas de carga las *cadenas Galle,* las *cadenas Fleyer* y las *cadenas de bloques.* Estas cadenas sólo tienen superficies de articulación pequeñas, por lo que se utilizan a velocidades muy reducidas, aunque tienen elevadas cargas de rotura.

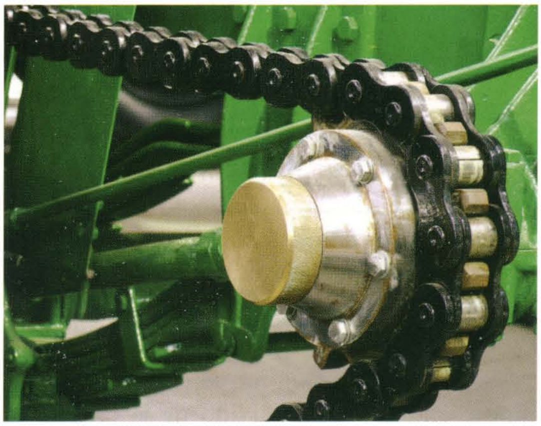


FIGURA 21.48. CADENAS Y RUEDA DENTADA.

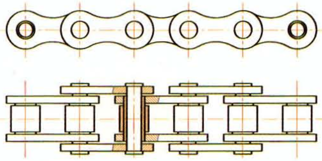
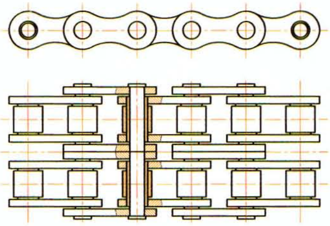
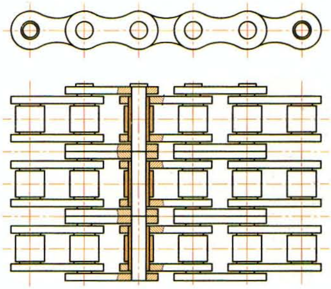
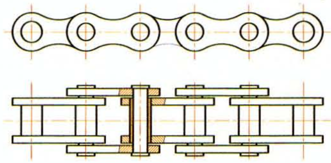
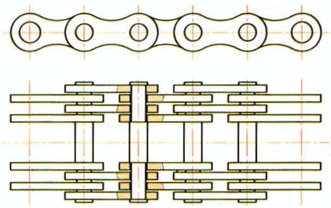
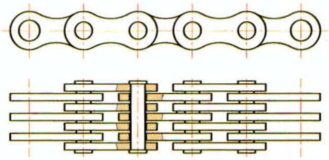
Tipo	Normas	Representación
Cadenas de rodillos simples	DIN 8187 DIN 8188 DIN 8181 ISO 606 UNE 18015	
Cadenas de rodillos dobles	DIN 8187 DIN 8188 DIN 8181 ISO 606	
Cadenas de rodillos triples	DIN 8187 DIN 8188 DIN 8181 ISO 606	
Cadenas de casquillos	DIN 8164 UNE 18084	
Cadenas Galle	DIN 8150 DIN 8151 UNE 18075	
Cadenas Fleyer o de mallas	DIN 8152 UNE 18085	

FIGURA 21.49. TIPOS DE CADENAS Y NORMAS QUE LAS DEFINEN.

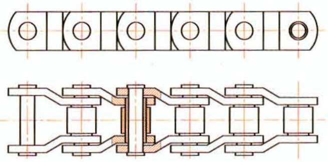
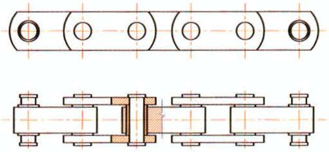
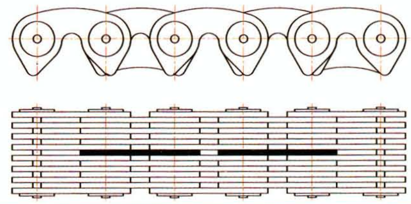
Cadenas Rotary	DIN 8182	
Cadena de bloques		
Cadenas dentadas silenciosas	DIN 8190 UNE 18003	

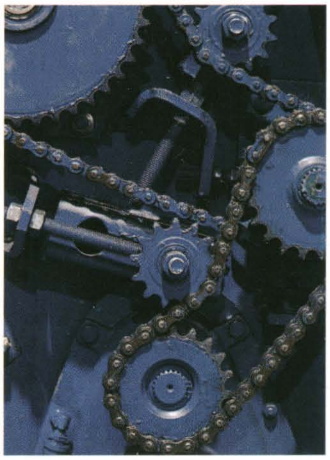
FIGURA 21.49. (CONT.) TIPOS DE CADENAS Y NORMAS QUE LAS DEFINEN.

Las cadenas de accionamiento se utilizan en todos los campos de la industria, principalmente como elemento simple de transmisión entre el elemento motor y el eje de trabajo o de transmisión.

En aquellas aplicaciones donde se deba trasladar cualquier objeto se emplean las cadenas de transmisión. La construcción robusta de las cadenas las hace aptas para su uso en las condiciones de trabajo más duras.

Las cadenas de carga se utilizan en la construcción de maquinaria en general, en elevadores o guías, para elevar o descender pesos y cargas pesadas.

A)



B)

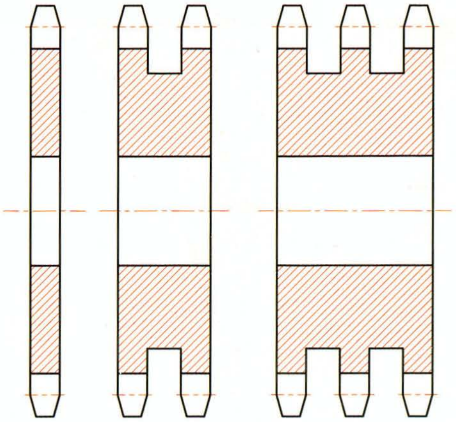


FIGURA 21.50. *A)* RUEDAS DENTADAS PARA CADENAS. *B)* REPRESENTACIÓN CORTADA.

21.3.1. Representación en planos

Las ruedas dentadas para cadenas siguen los mismos criterios de representación en planos que las ruedas dentadas de engranajes (figuras 21.50 y 21.51).

Las cadenas (figura 21.51) se representan esquemáticamente mediante una línea fina de trazo y punto.

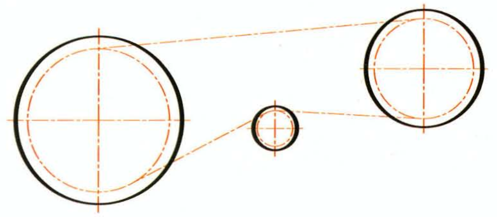


FIGURA 21.51. REPRESENTACIÓN DE UNA CADENA Y SUS RUEDAS DENTADAS.

21.4. POLEAS

Las poleas son elementos que sirven de apoyo a cables y correas y que transmiten el movimiento de giro comunicado por éstos. La superficie exterior es de revolución y tiene una geometría adaptada al elemento que vaya a sustentar (figura 21.52). La zona de acoplamiento con el cable o con la correa se denomina *garganta* (figura 21.53).

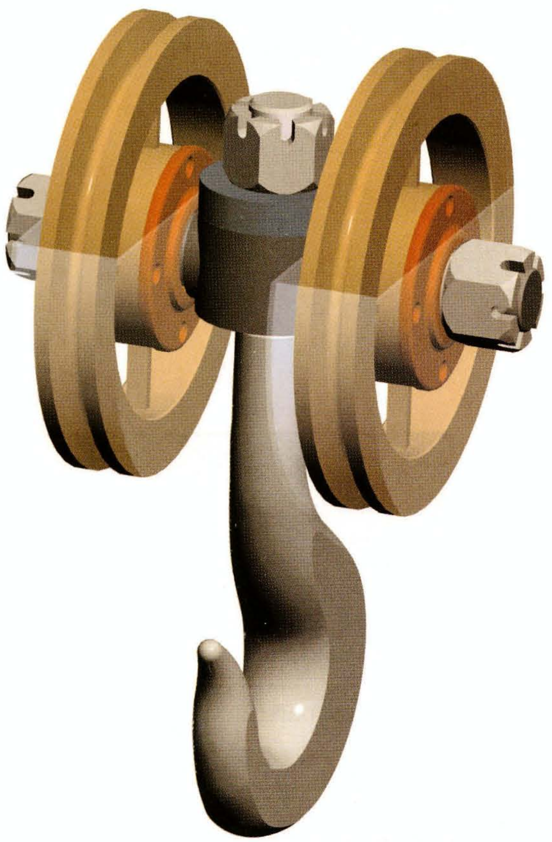


FIGURA 21.52. POLEAS DE UNA GRÚA.

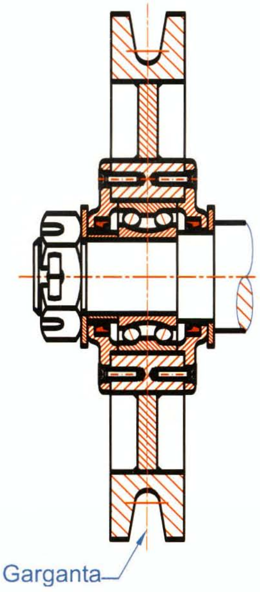


FIGURA 21.53. POLEA PARA CABLES.

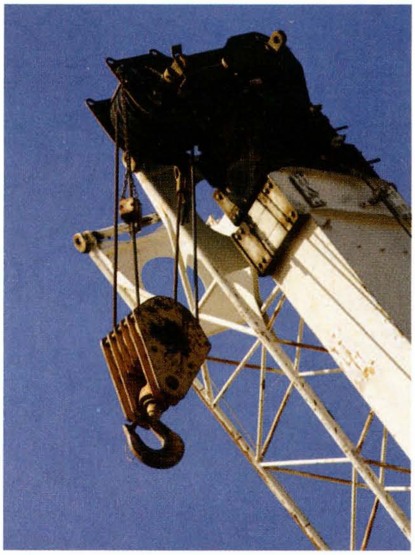


FIGURA 21.54. LOS CABLES SE UTILIZAN EN LAS GRÚAS JUNTO CON LAS POLEAS.

21.5. CABLES

Los cables están formados por un conjunto de alambres entrelazados entre sí que constituyen un solo elemento. Tienen una gran resistencia, existiendo varias secciones según la carga soportada.

En la figura 21.55 se muestran algunos de los tipos más usuales.

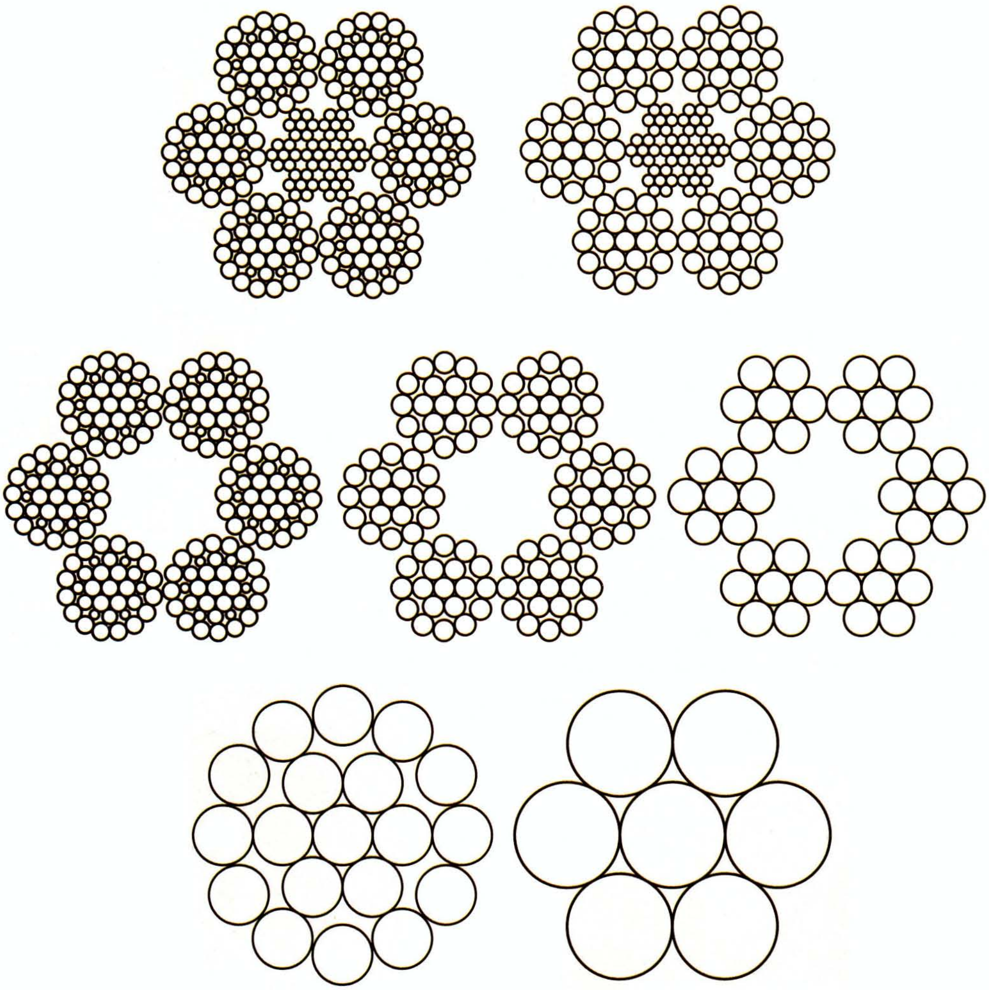


FIGURA 21.55. TIPOS DE CABLES.

21.6. CORREAS

Tienen una función equivalente a las cadenas. Permiten transmitir menos esfuerzos pero, por otro lado, se consigue una transmisión mucho más elástica. En las correas planas y trapeciales (figura 21.56) la superficie lateral que está en contacto con la polea es plana, y la transmisión de movimiento se produce por la fricción existente entre la correa y la polea. No se puede garantizar, pues, con exactitud la relación de transmisión.

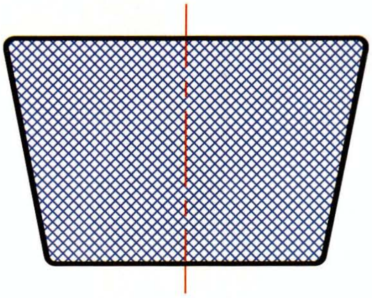


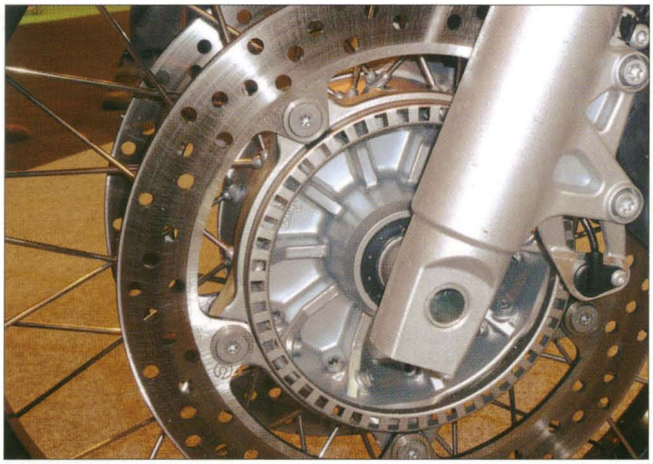
FIGURA 21.56. CORREA TRAPECIAL.

Las *correas síncronas* (figura 21.57) presentan la ventaja adicional de garantizar una relación de transmisión constante debido al dentado interior que presentan.

FIGURA 21.57. CORREA SÍNCRONA.

21.7. NORMATIVA

Norma	Título
UNE 18004-79 (3) 1R	Engranajes. Vocabulario y definiciones geométricas. Engranajes cónicos.
UNE 18004-79 (4) 1R	Engranajes. Vocabulario y definiciones geométricas. Engranajes de tornillo.
UNE 18004-79 (5) 1R	Engranajes. Vocabulario y definiciones geométricas. Índice español-alemán-inglés-francés.
UNE 18005 84 5R	Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada. Módulos y diametrales Pitch.
UNE 18008 59 1R	Engranajes. Principios fundamentales.
UNE 18016 84 2R	Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada. Cremallera de referencia.
UNE 18029 78-2R	Engranajes. Útiles para el tallado. Fresas madre de un filete de módulo 1 a 20. Medidas.
UNE 18033-84 3R	Notación internacional de los engranajes. Símbolos de datos geométricos.
UNE 18040-65 1R	Engranajes. Nomenclatura de los desgastes y rotura de los dientes.
UNE 18048-83	Sistema ISO de precisión de ruedas dentadas y engranajes cilíndrico-rectos con dientes de perfil envolvente.
UNE 18051-57	Engranajes cónico-rectos.
UNE 18060-78 1R	Engranajes. Útiles para el tallado. Fresas madre de cuchillas de un filete. Calidad B.
UNE 18066-61	Engranajes. Rectos y helicoidales.
UNE 18068-78 1R	Engranajes cilíndricos. Datos que deben figurar en los planos.
UNE 18096-84 1R	Fresas madre de una entrada. Tolerancias.



Anexo I

Ejercicios

NOTAS BREVES SOBRE DIBUJO DE CONJUNTOS

En general, en un plano de conjunto prevalecen los mismos criterios aplicables a la representación de piezas aisladas. Sin embargo, existen ciertos factores que en ocasiones pueden dificultar la comprensión del mismo.

Se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Una línea continua gruesa puede representar una arista compartida por dos piezas adyacentes. De igual forma, una línea de trazos y puntos puede pertenecer o representar ejes de revolución o planos de simetría de piezas diferentes.
- Las zonas sin rayar pueden representar huecos o bien elementos macizos (nervios, radios, tornillos, etc.).
- Los planos de conjunto suelen ir cortados para poder mostrar las piezas interiores. Lo habitual es cortarlos, de acuerdo con alguno de los planos de simetría del conjunto por lo que, en teoría, se deberían seccionar todas las piezas por las que pasa el plano. Sin embargo, piezas de frecuente utilización como tornillos, arandelas, etc., se pueden representar sin seccionar cuando se cortan por un plano longitudinal.
- Los elementos roscados se representan como se indica en el capítulo 18.
- De forma excepcional, los planos de conjunto cortados pueden incluir en su representación líneas ocultas que faciliten la visión y el correcto entendimiento del conjunto.

En un plano de conjunto deben aparecer todas las marcas de la lista de piezas, por lo que en ocasiones será suficiente para su representación una única vista. El plano de conjunto debe identificar todas las marcas y debe contener las vistas necesarias para definir el funcionamiento, pero no es necesario que aparezca completamente definida la forma de cada marca del conjunto. Para ello están los planos de despiece, que definen completamente la pieza en cuestión, o bien, si la pieza es normalizada, bastará con su designación de acuerdo con la norma correspondiente.

Al no quedar definidas totalmente las piezas en el plano de conjunto, a la hora de realizar los despieces se deberá tener en cuenta que las piezas:

- Deben corresponderse con las vistas del plano de conjuntos.

- Deben tener la forma más sencilla y la más conveniente económicamente.
- Deben garantizar la funcionalidad del conjunto tanto en forma como en dimensiones.
- Deben permitir el montaje/desmontaje del conjunto.
- En ocasiones, es posible definir varias formas compatibles con lo escrito hasta aquí, por lo que se escogerá la más sencilla de fabricar.
- Si existe algún elemento en una pieza que no quede definido ni en forma (una ranura o la profundidad de un taladro roscado, por ejemplo) ni en número (número de taladros, número de nervios de la pieza, etc.), éstos se deben definir en el plano de despiece perfectamente, siendo la experiencia del diseñador la que determine y solucione la pieza.

Nota: Debido al formato final del libro y con objeto de que se distingan mejor las figuras, en algunos ejercicios se han utilizado escalas no normalizadas.

Relación de ejercicios

Enganche	625
Compás bigotera	630
Mordaza	633
Destornillador con puntas intercambiables	639
Grifo simple	641
Válvula de bola	653
Válvula de compuerta	657
Válvula de compuerta	661
Utillaje para taladrar	669
Micrómetro	675
Llave de carraca	678
Válvula de seguridad	680
Extintor	690
Maquinilla de afeitar	695
Soporte para polea	703
Motor de motocicleta	709
Rueda orientable	716
Patín de una fila	723
Compresor monocilíndrico	727
Gancho para grúa	734
Punto para torno de puntos	739
Reductor de dos etapas	745
Husillo manual	754
Reductor de tornillo sin fin-corona	758
Berbiquí	765
Accesorio para batidora	771
Rueda motriz	775
Kit para sierra de calar	786
Tren de estirar tubos	795
Reductora	801
Polea motriz regulable	810
Eje de pedalier y bielas	817
Mecanismo de elevación	820

ENGANCHE

Del conjunto *enganche* se pide el despiece acotado de las marcas no normalizadas.

COMENTARIOS:

Este conjunto tiene como función la sujeción de ciertas piezas. Sin embargo, no se pretende aquí realizar un estudio de su funcionalidad, sino que se van a realizar comentarios sobre el dibujo de planos de conjunto y sus despieces.

En primer lugar se deben determinar qué piezas son las normalizadas y cuáles no lo son. Para ello, la lista de piezas ofrece información en la columna de *modelo* y en la de *plano*. Los elementos normalizados deben disponer de una designación que los defina, que habitualmente es una norma o a la referencia de un catálogo comercial. Los elementos no normalizados deben ser fabricados y por lo tanto necesitan un plano donde se definan sus dimensiones y otras características. Estos planos llevan un número asociado en la columna de *plano*. Son estos despieces los que se piden en el enunciado; por lo tanto, las piezas no normalizadas son la marca 1 *anillo* y la marca 2 *cuerpo*.

En los planos de conjunto no es necesario que las piezas que lo componen queden determinadas en las vistas que se ofrecen; para eso están los planos de despiece. Sin embargo, en la mayoría de los ejercicios propuestos se pide determinar piezas que no quedan definidas en el plano de conjunto, siendo la experiencia, la observación de piezas similares y el sentido común los que llevarán a la resolución del ejercicio. Esta solución debe ser la más sencilla y económica posible cumpliendo con la funcionalidad prevista.

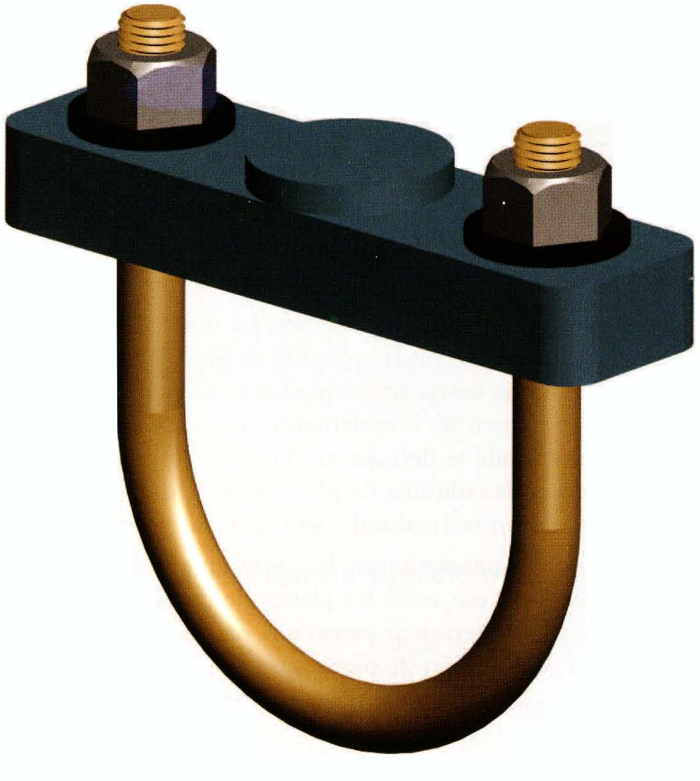
En el plano de conjunto también se observa que hay unas piezas seccionadas (el cuerpo) y otras no. El anillo no se corta por ser una pieza maciza, y las marcas 3 y 4, tuerca y arandela, tampoco por ser piezas conocidas cuyo corte no proporciona ninguna información adicional.

En este ejercicio la marca 1 y la marca 2 no quedan totalmente definidas. El anillo corresponde a una barra curvada de sección circular, siendo los extremos de la misma roscados. Ésta es la solución más sencilla de la marca 1.

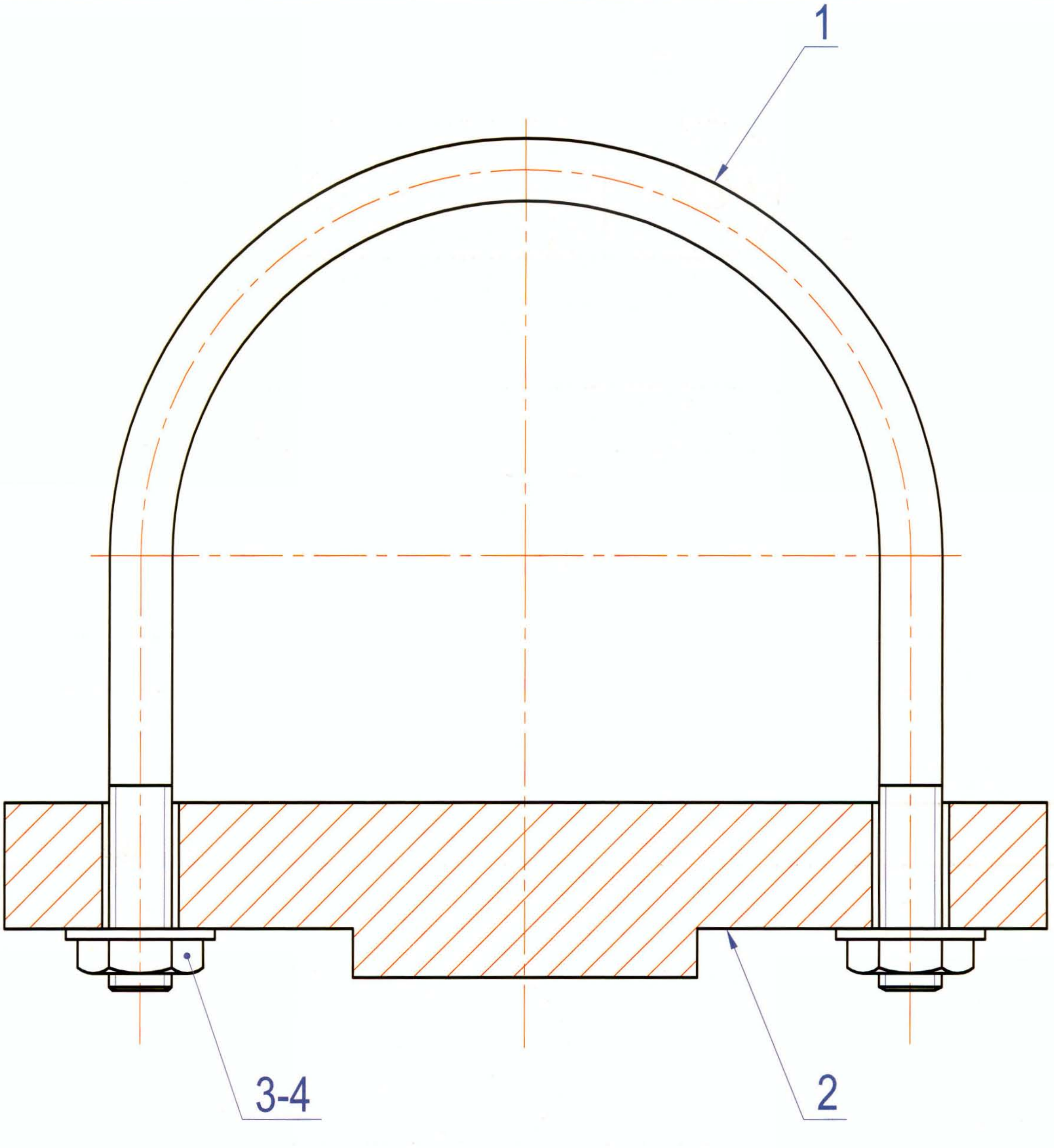
La marca 2 admite diferentes soluciones. Se han ofrecido dos de ellas; la opción A y la opción B. Se deben buscar las formas más simples, evitando aristas cortantes. Los taladros del cuerpo son pasantes, ya que el anillo sólo rosca con la tuerca *M*10 DIN 431, y su diámetro se obtiene de la tabla correspondiente a la rosca métrica ISO del Anexo. Para una rosca *M*10, el taladro pasante correspondiente es de 11 mm, teniendo que figurar esta dimensión en el despiece.

No se debe confundir el espacio existente entre el cuerpo y el anillo con la representación roscada de los taladros del cuerpo. En este caso, la diferencia de diámetros entre el anillo y el cuerpo es clara, pero ocasionalmente se pueden encontrar planos donde, o bien la escala a la que se reproducen es pequeña y no permite ver el detalle, o, porque no se ha representado la holgura, ésta no aparece. En este caso, analizando la funcionalidad de las piezas se puede deducir que los taladros son pasantes (en el caso contrario cabría preguntarse cómo se roscaría el anillo al cuerpo).

Para el acoplamiento de las marcas 1 y 2 existe una cota de valor 110 funcional. El valor de la cota, lógicamente, debe ser el mismo en los dos despieces.



Enganche



Cant.	Denominación	Marca	Modelo	Plano	Material	Peso
2	Arandela	4	A 10,5 DIN 125		Acero	
2	Tuerca	3	M10 DIN 431		Acero	
1	Cuerpo	2		01.03	Fundición	
1	Anillo	1		01.02	Acero	

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

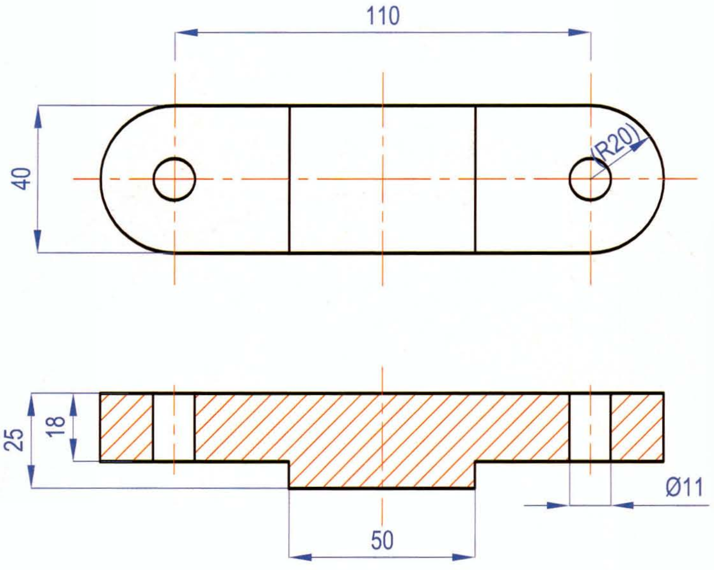
ENGANCHE

Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano: 01.01

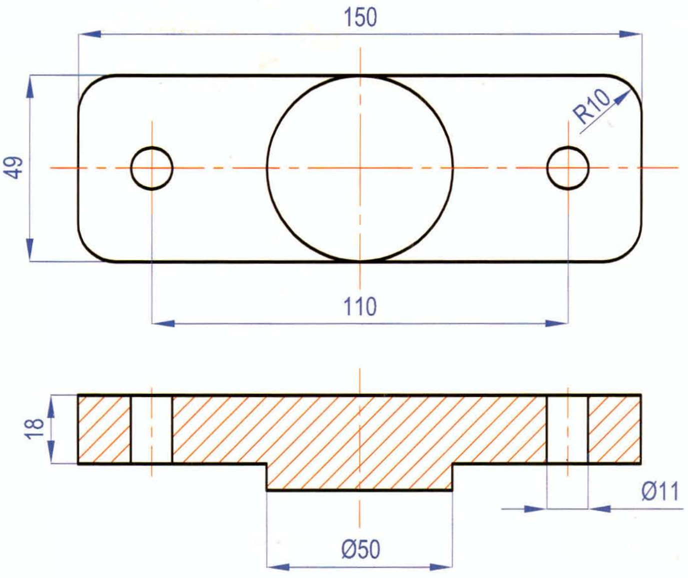
Idioma: es

Nº Hoja



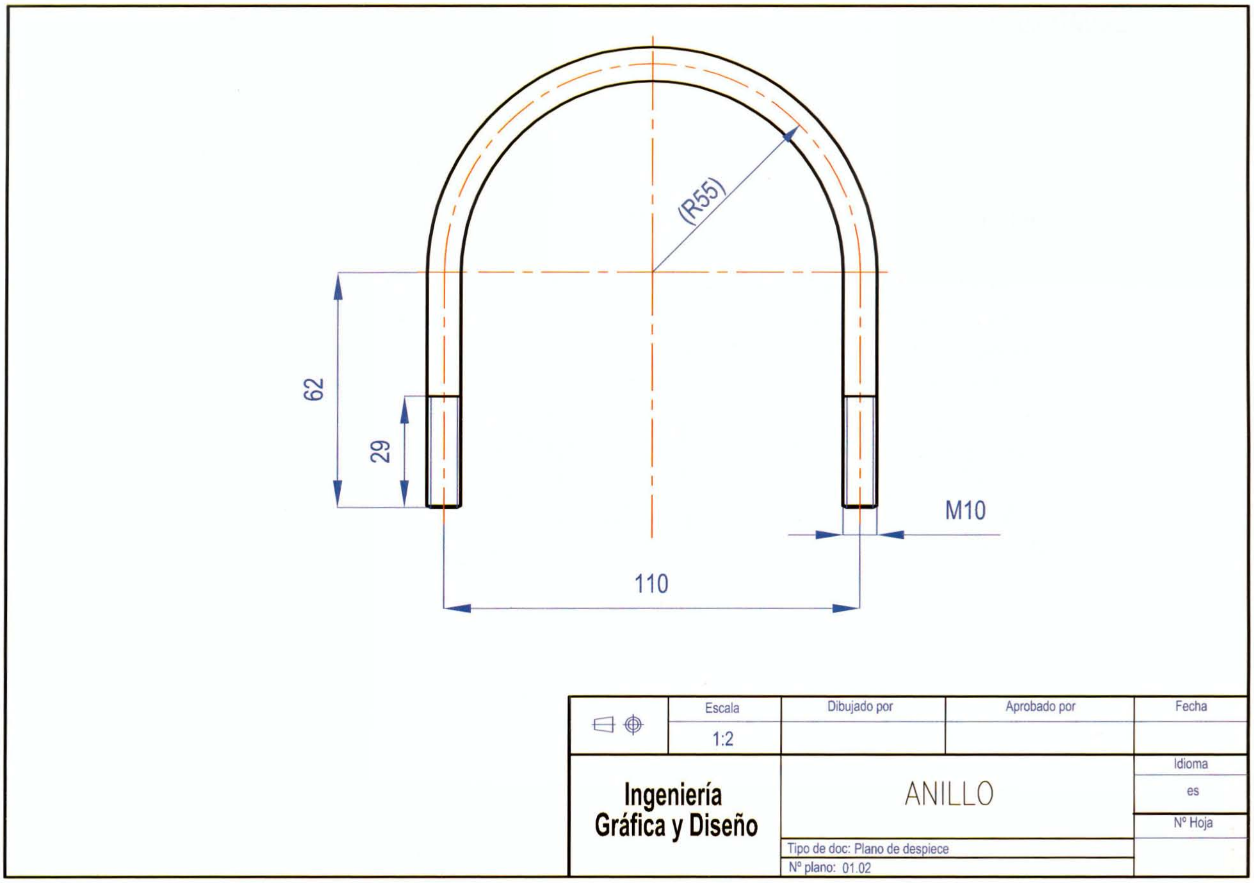
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño	CUERPO OPCIÓN A	Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece	Nº Hoja
	Nº plano: 01.03	



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño	CUERPO OPCIÓN B	Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece	Nº Hoja
	Nº plano: 01.03	

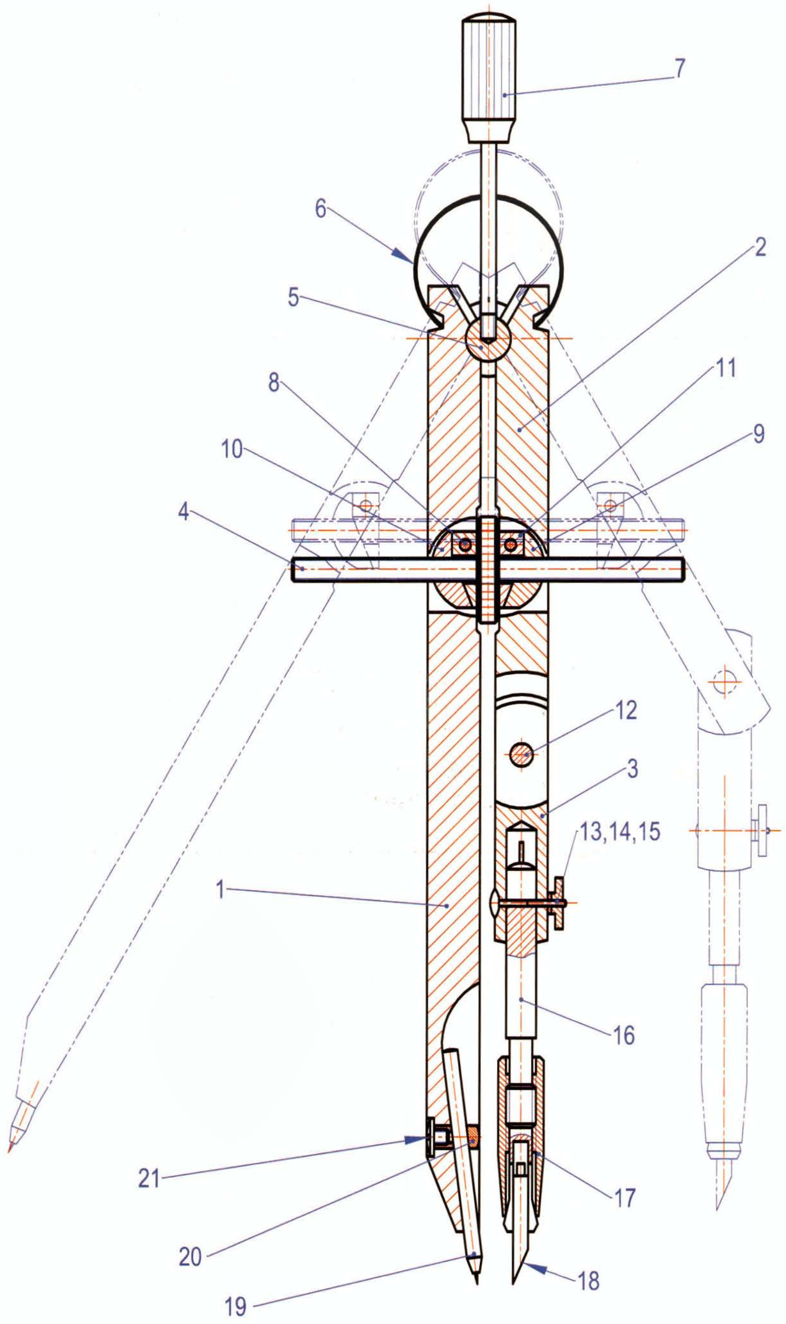

(R55)
62
29
M10
110
Escala
1:2
Dibujado por
Aprobado por
Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño
ANILLO
Idioma
es
Nº Hoja
Tipo de doc: Plano de despiece
Nº plano: 01.02

Compás bigotera

Del conjunto *compás bigotera* se pide explicar el funcionamiento y el despiece acotado de la marca 4.

Comentarios:

El mecanismo de funcionamiento del compás bigotera es un ejemplo claro de rosca a derechas y rosca a izquierdas. Para poder abrir o cerrar la bigotera, se acciona la marca 4 denominada accionamiento central, haciendo girar la rueda central. El husillo está roscado en ambos extremos en las marcas 9 y 10, que a su vez están sujetas a las patas 1 y 2 del compás, pudiendo pivotar alrededor del pasador 8. Para que las dos patas de la bigotera se abran o cierren a la vez, los extremos roscados del husillo tienen roscas inversas, es decir, una a derechas y otra a izquierdas. Si se elige adecuadamente el ángulo de hélice de la rosca (menor que para la bigotera clásica) y el perfil de rosca que se va a utilizar (normalmente trapecial), la apertura y cierre del compás bigotera se puede hacer, además de con el mecanismo de husillo central, manualmente, empujando los extremos de las patas.



Nº piezas	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material	Peso
1	TORNILLO	21			ACERO	
1	PORTA AGUJA	20			ACERO	
1	AGUJA	19			ACERO	
1	MINA	18			GRAFITO	
1	TUERCA DE SOBRETODO	17			ACERO	
1	PORTAMINAS	16			ACERO	
1	TORNILLO	15			ACERO	
1	ARANDELA	14			ACERO	
1	TUERCA MOLETEADA	13			ACERO	
1	ARTICULACION	12			ACERO	
2	GUIA ACCIONAMIENTO	11			ACERO	
1	TUERCA ACCIONAMIENTO	10			ACERO	
1	TUERCA ACCIONAMIENTO	9			ACERO	
2	PASADOR	8			ACERO	

Nº piezas	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material	Peso
1	MANGO	7			ACERO	
1	ANILLO DE MUELLE	6			ACERO	
1	EJE	5			ACERO	
1	ACCIONAMIENTO CENTRAL	4			ACERO	
1	PIEZA DE SUJECION	3			ACERO	
1	PATA INTERCALADA	2			ACERO	
1	PATA DE LA PUNTA	1			ACERO	

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

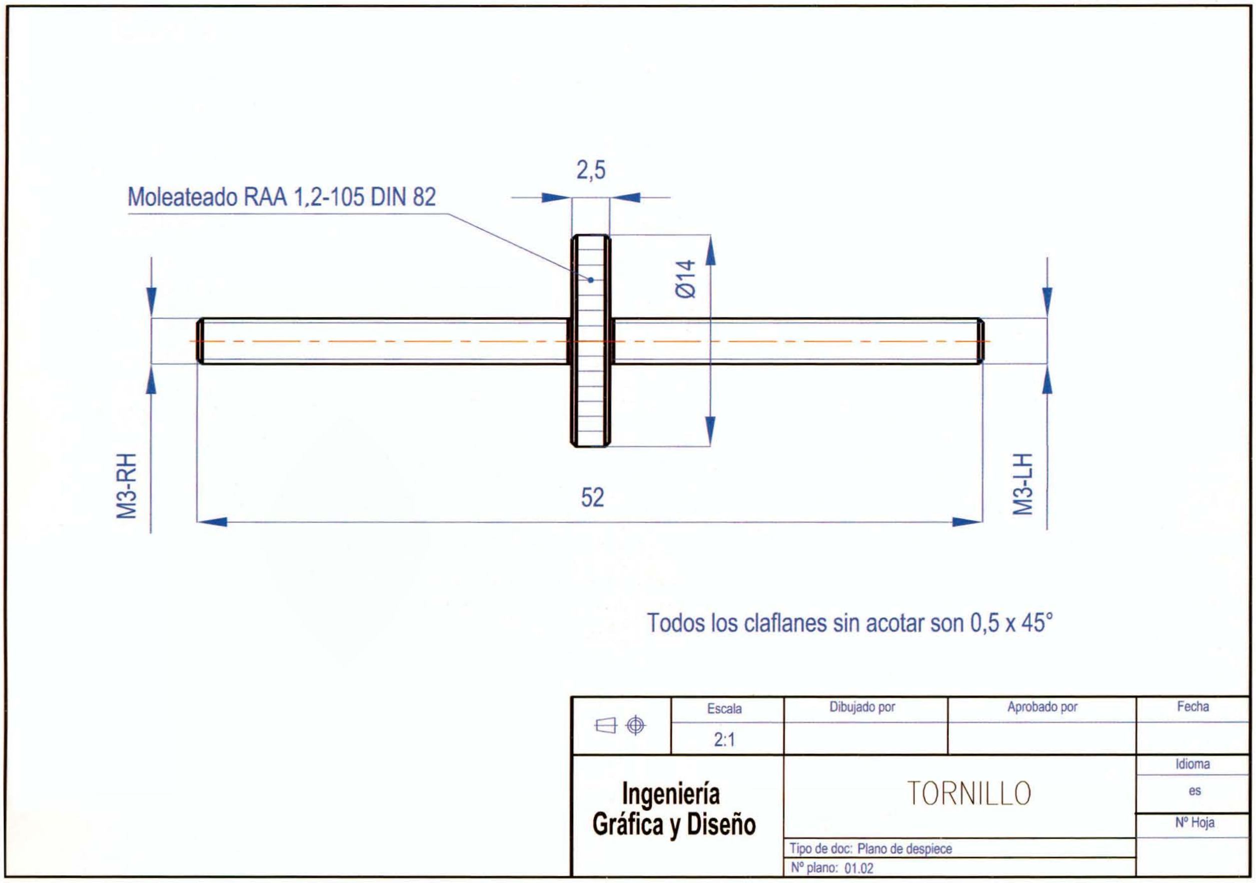
COMPÁS BIGOTERA

Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano: 05.01



Moleateado RAA 1,2-105 DIN 82
2,5
Ø14
M3-RH
52
M3-LH
Todos los claflanes sin acotar son 0,5 x 45°
Escala
2:1
Dibujado por
Aprobado por
Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño
TORNILLO
Idioma
es
Nº Hoja
Tipo de doc: Plano de despiece
Nº plano: 01.02

MORDAZA

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas de las marcas 1, 2, 3, 5, 7 y 8 para que sean compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
3. Planos de despiece acotados del conjunto.

DESCRIPCIÓN Y FUNCIONAMIENTO:

Los tornillos de banco o mordazas se utilizan para la sujeción e inmovilización de piezas sobre una mesa de trabajo. La pieza que se desea sujetar se sitúa entre las dos piezas de marca 13. La distancia entre ambas se puede ajustar gracias al tornillo o husillo roscado (marca 7). Éste gira gracias a la manivela (marca 8). El movimiento de traslación lo realiza la marca 2 (cuerpo móvil), permitiendo el acercamiento o el alejamiento de las dos mordazas. Tal marca 2 (cuerpo móvil), para poder desplazarse y no girar con el tornillo, tiene en su parte inferior una superficie horizontal que se desliza por el interior del cuerpo fijo (marca 1) (figuras 1 y 2).

Las placas de las mordazas se pueden sustituir cuando están desgastadas o estropeadas por el uso. Para ello están sujetas por dos tornillos avellanados, que no sobresalen de la superficie exterior de la mordaza. Tienen un agujero hexagonal para poder desmontarlos con una llave tipo Allen. Normalmente serán de un material blando para no dejar huella en la pieza sujetada.

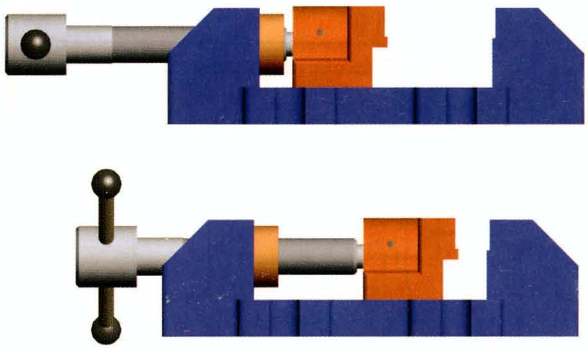


FIGURA 1. DIFERENTES POSICIONES DE FUNCIONAMIENTO DE LA MORDAZA.

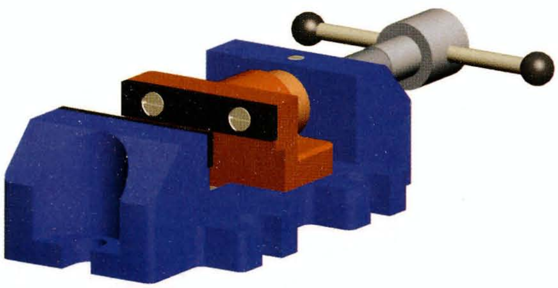
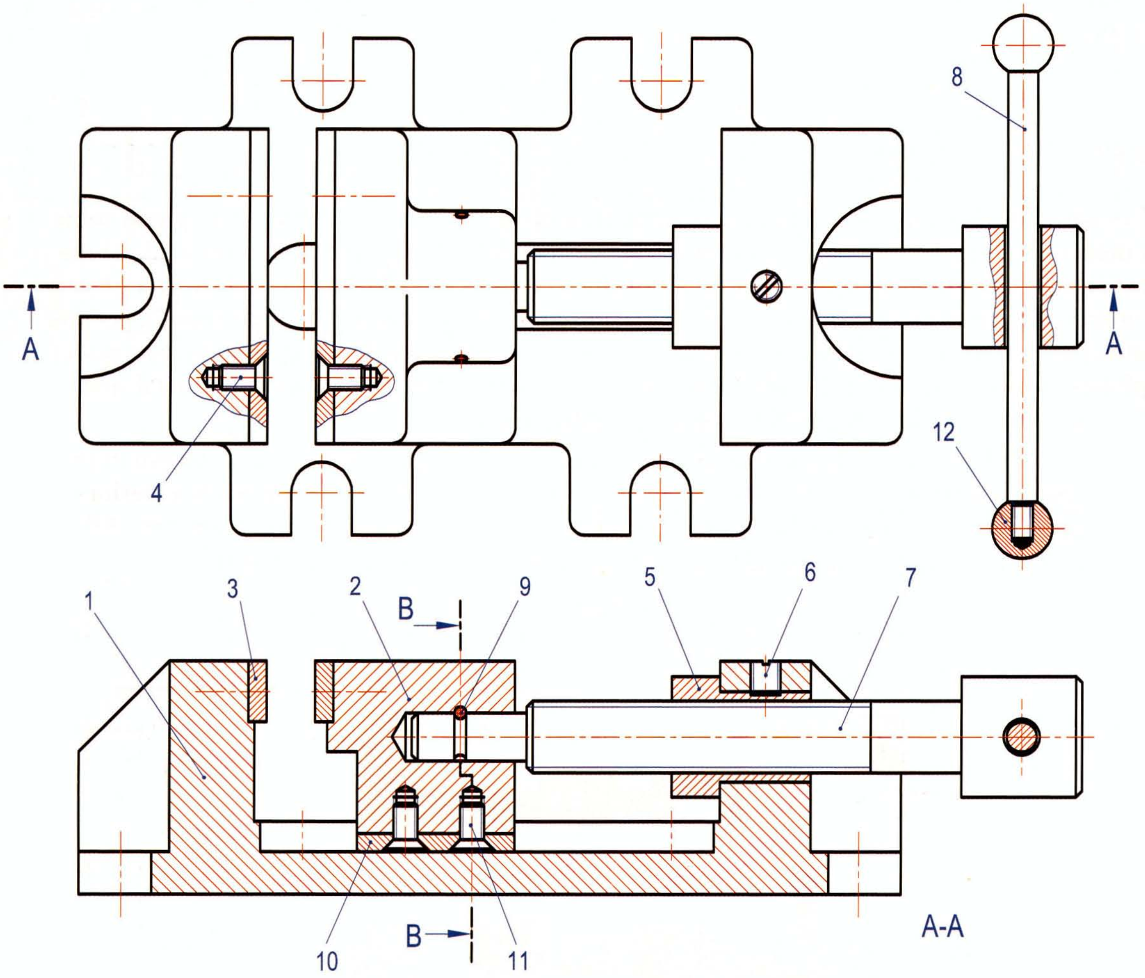
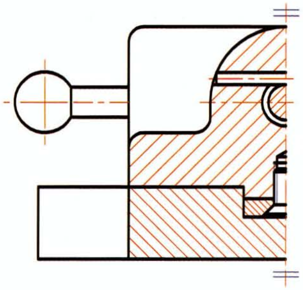


FIGURA 2. MORDAZA.



B-B



Cant.	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material
2	Tapón	12		M4 DIN319	
2	Tornillo	11		M4x8 DIN963	
1	Deslizadera	10	08.08		Acero
1	Pasador	9		A 2x25 DIN7	
1	Manivela	8	08.07		Acero
1	Husillo	7	08.06		Acero
1	Prisionero	6		M5x6 DIN551	
1	Soporte husillo	5	08.05		Acero
6	Tornillo	4		M4x8 DIN963	
2	Placa de apoyo	3	08.04		Acero
1	Mordaza movil	2	08.03		Fundición
1	Base de fijación	1	08.02		Fundición

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
4:5			

Ingeniería Gráfica y Diseño

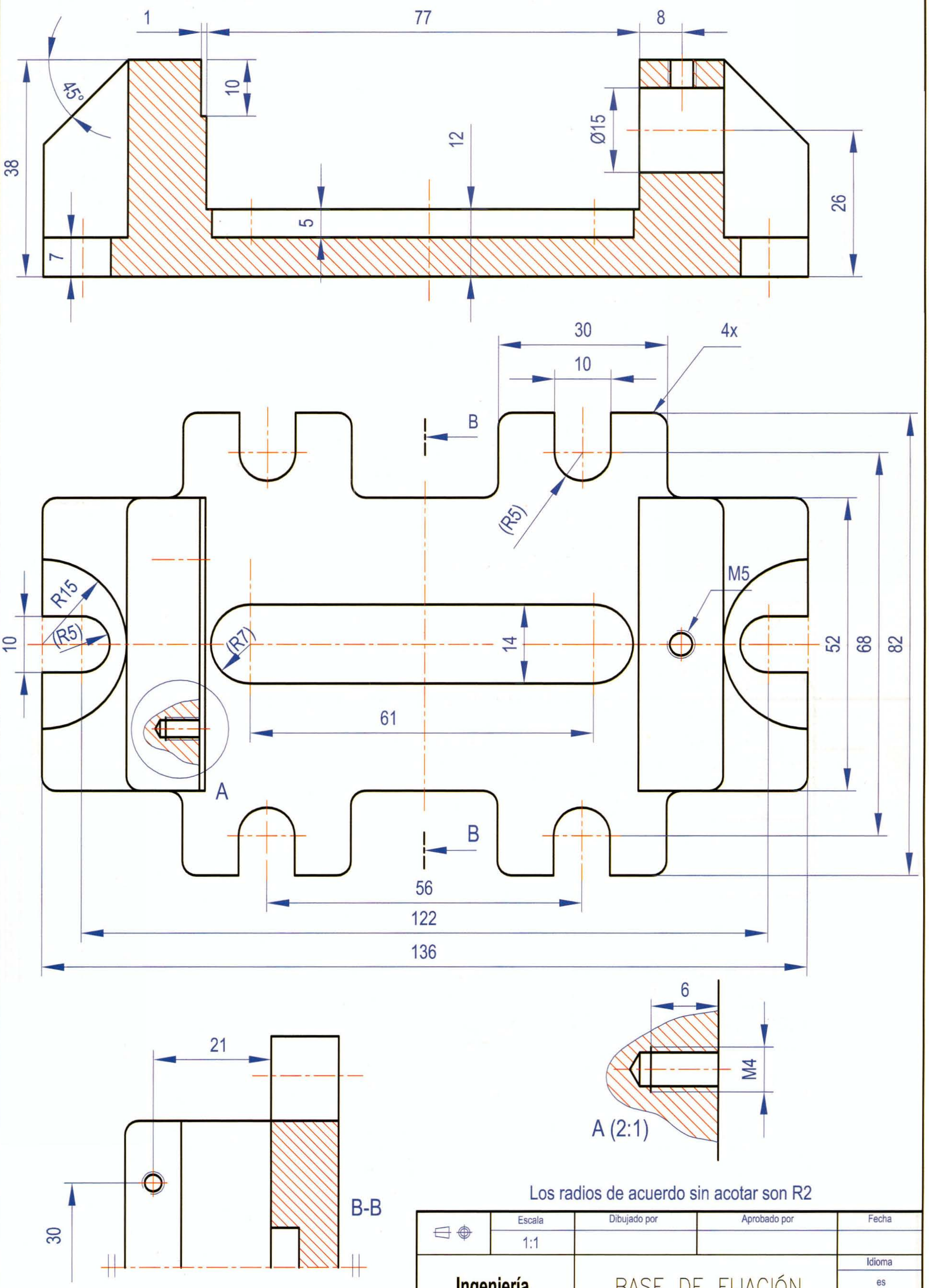
MORDAZA

Idioma: es

Nº Hoja

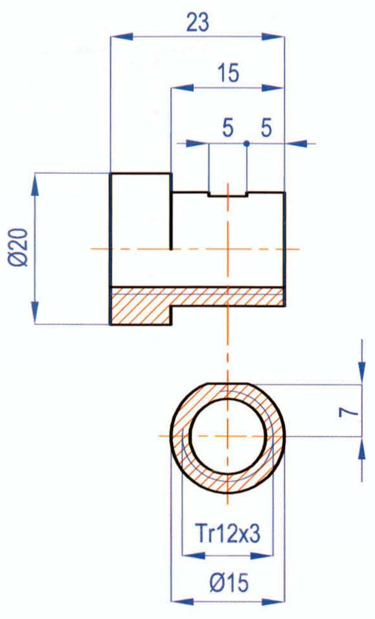
Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano: 06.01

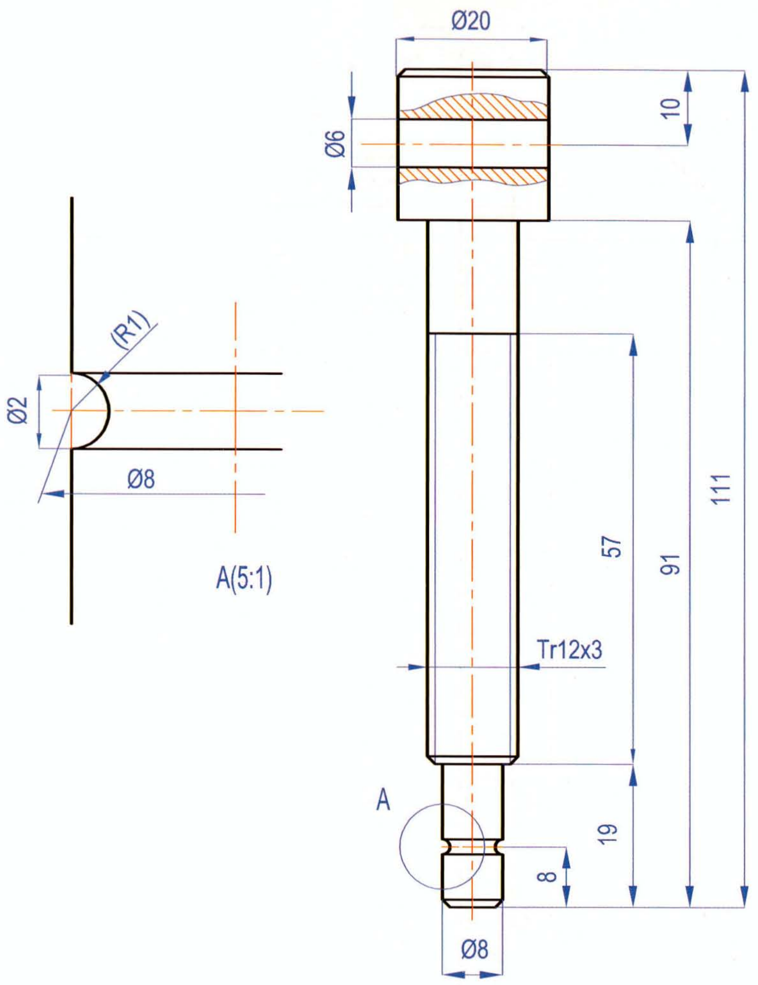


Los radios de acuerdo sin acotar son R2

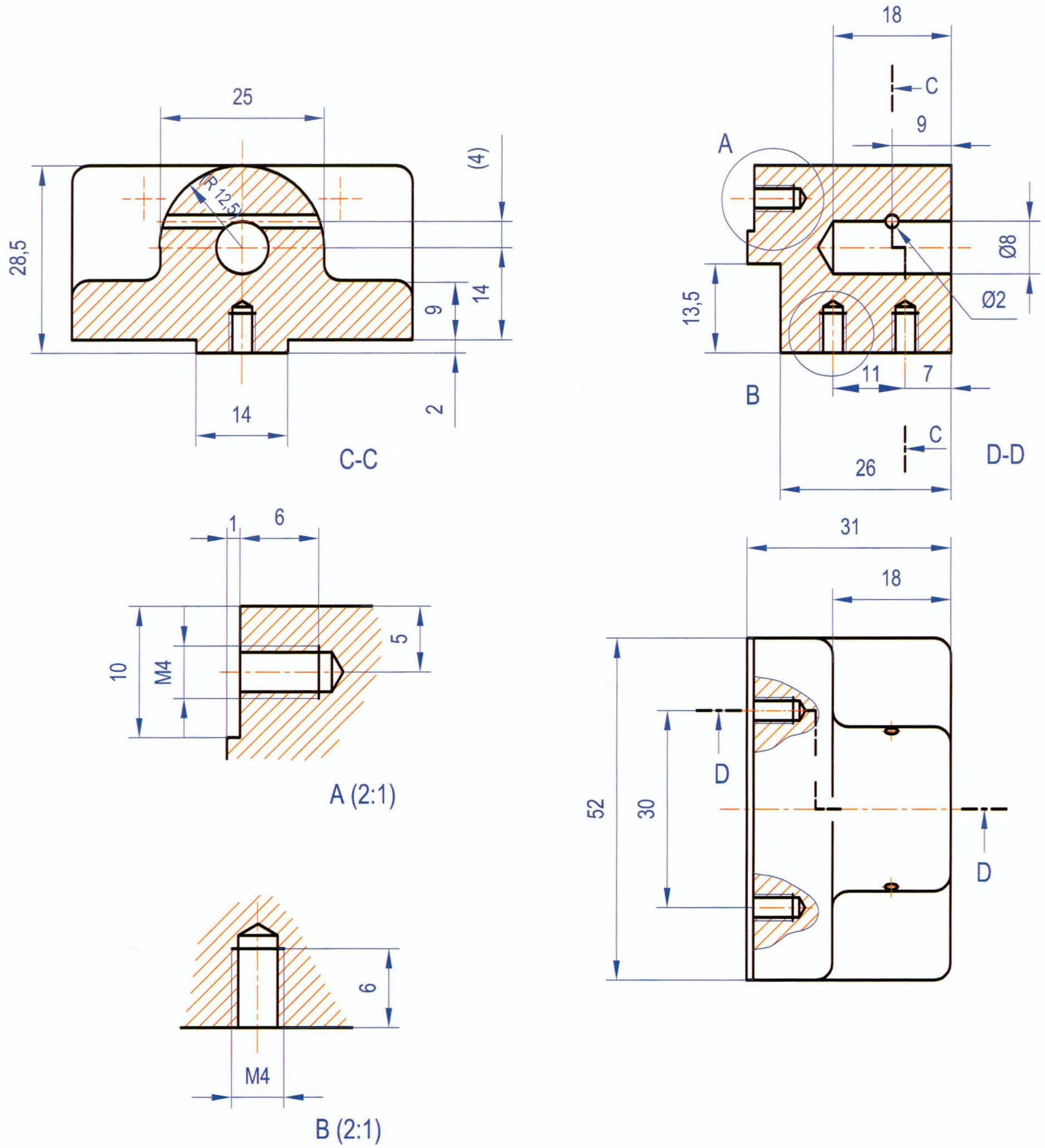
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		BASE DE FIJACIÓN		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 08.02		



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	SOPORTE HUSILLO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 08.05			

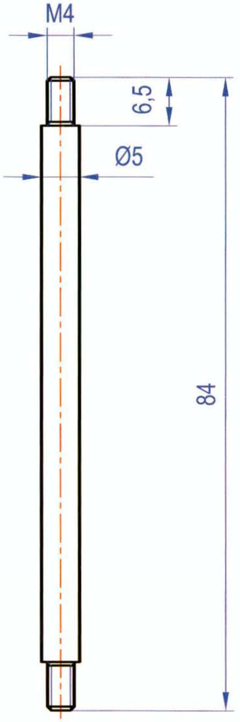


	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	HUSILLO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 08.06			

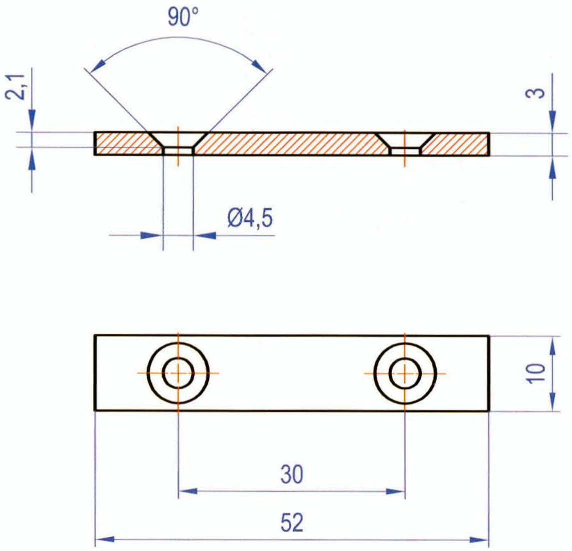


Los radios de acuerdo sin acotar son R2

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	MORDAZA MOVIL			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 08.03			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	MANIVELA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 08.07			

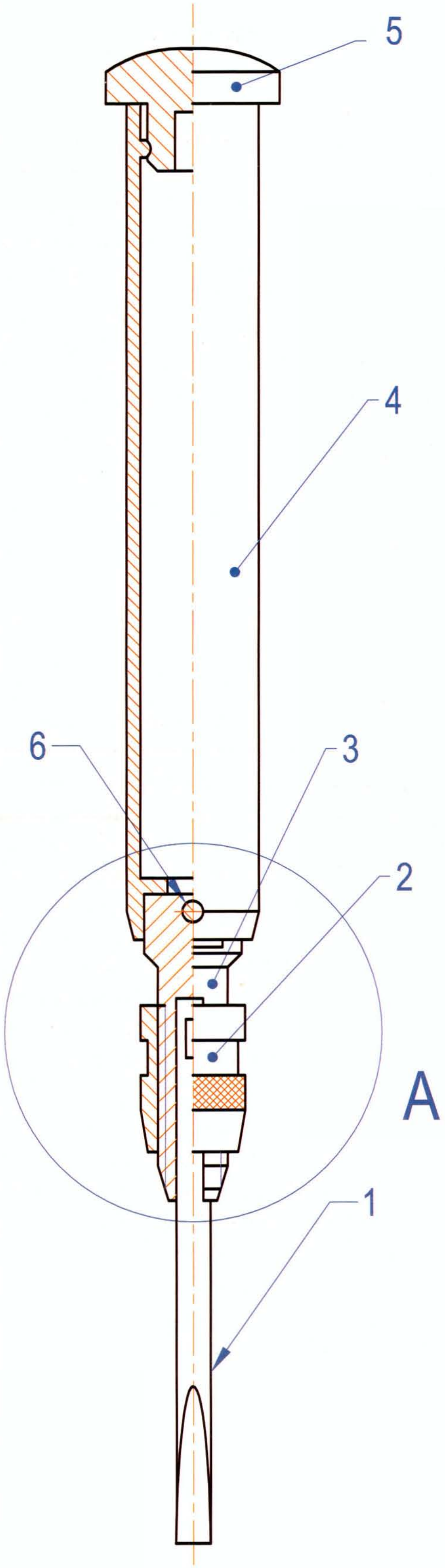


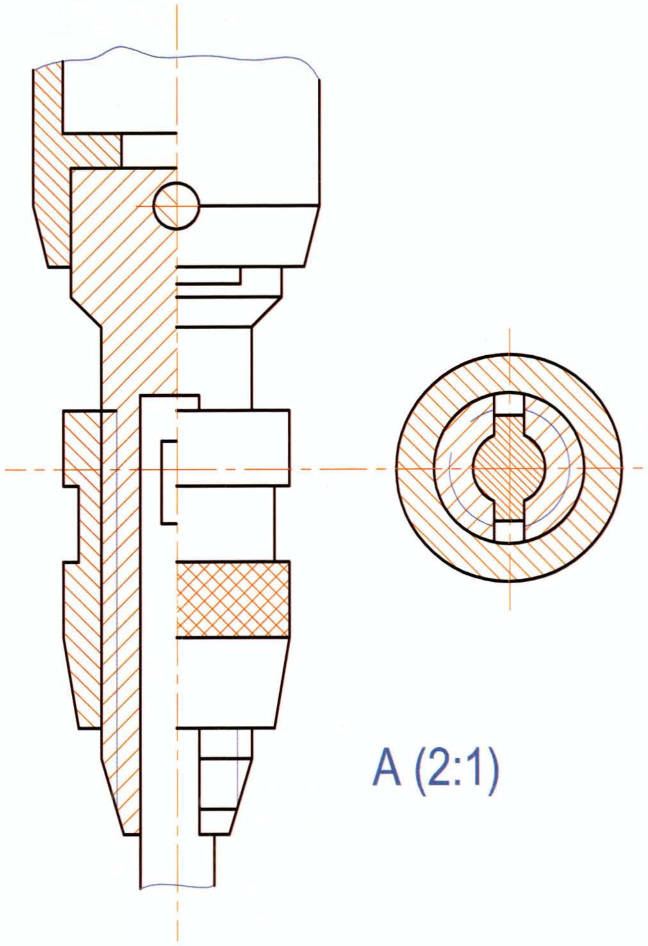
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	PLACA DE APOYO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 08.04			

Destornillador con puntas intercambiables

Del conjunto *destornillador con puntas intercambiables* se pide el despiece acotado de las marcas 1, 2 y 3.

Destornillador





Cantidad	Designacion	Marca	Plano	Material
1	Pasador	6		
1	Tapadera	5		
1	Mango	4		
1	Portapuntas	3		
1	Rosca para fijar punta	2		
1	Punta	1		

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		Soporte de rueda		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de conjunto		Nº Hoja
		Nº plano:		

GRIFO SIMPLE

Del conjunto *grifo simple* se pide lo siguiente:

1. Despiece acotado de las marcas 2, 3, 4 y 12.
2. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 2 y 4 para la dimensión nominal de 8, tal que el ajuste no sea superior a 40 μm ni inferior a 5 μm. El sistema de ajuste debe ser agujero base. Representar las tolerancias en los despieces correspondientes.
3. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 2 y 4 para la dimensión nominal de 10, tal que el ajuste no sea superior a 40 μm ni inferior a 5 μm. El sistema de ajuste debe ser eje base. Representar las tolerancias en los despieces correspondientes.
4. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 3 y 4 para la dimensión nominal de 10, tal que el ajuste no sea superior a 65 μm ni inferior a 10 μm utilizando el sistema de ajuste más adecuado. Representar las tolerancias en los despieces correspondientes.
5. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 3 y 12 para la dimensión correspondiente, tal que el ajuste no sea superior a 95 μm ni inferior a 25 μm. El sistema de ajuste debe ser agujero base. Representar las tolerancias en los despieces correspondientes.

SOLUCIÓN:

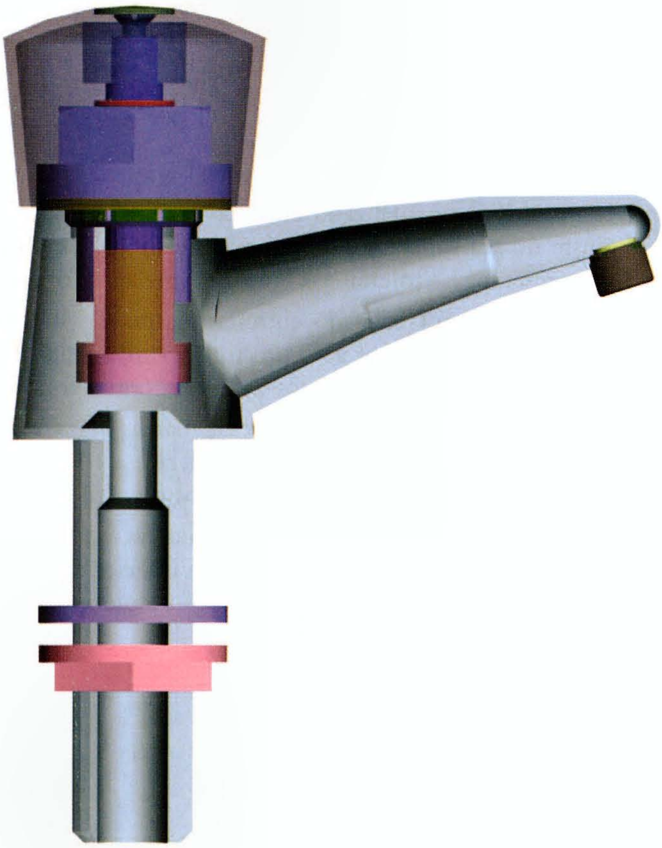
1. Funcionamiento y análisis de formas.

Se trata de un grifo simple del tipo de accionamiento por husillo. El giro del mango, accionado por la mano, se ha de convertir en un movimiento vertical del portasoleta y de la soleta, produciéndose entonces la apertura o cierre del grifo. Dado que se trata de un mecanismo de transformación del movimiento de giro en desplazamiento mediante una unión roscada (la del husillo con el portasoleta), se debe garantizar que el husillo únicamente tenga un movimiento de giro y que el portasoleta únicamente se desplace. En el conjunto son piezas fijas, entre otras, el cuerpo (marca 1) y la guía del husillo (marca 3). El husillo, a través del movimiento que le transmite el mango, gira únicamente alrededor de su eje, gracias a la forma cilíndrica de su sección (Ø10) y a que está retenido verticalmente contra la guía del husillo (marca 3) por su resalte de Ø13 y el anillo elástico (marca 7). La transformación del giro del husillo en desplazamiento del portasoleta se consigue gracias al acoplamiento de caras planas de cota 14 que existe entre el portasoleta (marca 12) y la guía (marca 3). La forma constructiva de estas dos marcas es la adecuada para conseguir este acoplamiento.

El acoplamiento entre el husillo (marca 4) y el mango (marca 2) es un cilindro con tolerancia Ø10 con dos caras planas a 8 mm para transmitir el movimiento de giro. Para facilitar el montaje entre ellos existe un ajuste con juego y un tornillo de cabeza avellanada (marca 5) que los fija e impide que se desmonten. El tapón (marca 6) es un elemento de plástico rojo o azul, según el grifo sea para agua caliente o fría. Este tapón va montado a presión sobre el mango.

La parte superior de la guía del husillo (marca 3) debe tener una forma adecuada para poder ser apretada con llave con respecto al cuerpo (marca 1). La forma que se elige en este caso es hexagonal, aunque podría ser cualquier otra, no cilíndrica, que permita su apriete con llave (esta forma no aparece definida en el plano de conjunto).

Las juntas (marcas 8 y 9) tienen la función de evitar fugas de agua al exterior cuando el grifo se encuentra en funcionamiento.



GRIFO SIMPLE

2. El ajuste pedido entre las marcas 2 y 4, por condiciones de montaje, es un juego y corresponde a la dimensión de 8 mm indicada en la figura 1.

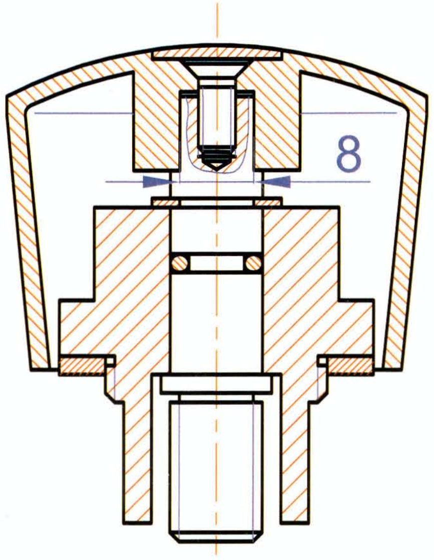


FIGURA 1. AJUSTE ENTRE LAS MARCAS 2 Y 4 PARA LA DIMENSIÓN NOMINAL DE 8.

Para el ajuste entre las marcas 2 y 4 con dimensión nominal 8 se tiene:

$$D = 8 \text{ mm} \quad JM = 40 \text{ µm} \qquad Jm = 5 \text{ µm}$$

La tolerancia máxima que puede tener el ajuste será:

$$TJ = 40 - 5 = 35$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D = 8$) serán:

Agujero: IT7 = 15	Eje: IT7 = 15
Agujero: IT8 = 22	Eje: IT6 = 9

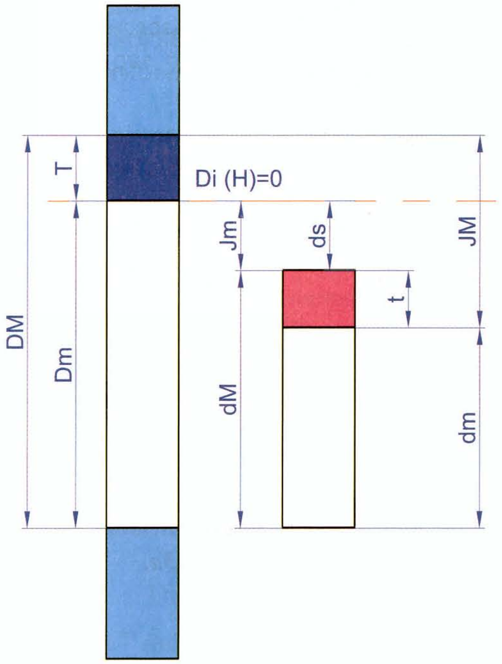


FIGURA 2. ESQUEMA DEL AJUSTE.

$$JM = 40 \geqslant Ds\text{–}di = Di + T - (ds - t) = 0 + T + t - ds$$

de donde

$$ds \geqslant -40 + T + t$$

y así

$$Jm = 5 \leqslant Di - ds = 0 - ds$$

de donde

$$ds \leqslant -5$$

por lo que se tendrá:

$$-5 \leqslant ds \leqslant 40 - T - t$$

Para calidades 7 y 7:

$$-40 + 15 + 15 \leqslant ds \leqslant -5$$
$$-10 \leqslant ds \leqslant -5$$

por lo que se podrá tomar la posición $g = -5$ o $fg = -8$, y el ajuste sería 8 *H7/g7* o 8 *H7/fg7*.

Para calidades 8 y 6:

$$-40 + 22 + 9 \leqslant ds \leqslant -5$$
$$-9 \leqslant ds \leqslant -5$$

por lo que se podrá tomar la posición $g = -5$ o $fg = -8$, y el ajuste sería 8 *H8/g6* o 8 *H8/fg6*.

Todos estos posibles ajustes cumplen con las condiciones establecidas. De todos ellos, el mejor es 8 *H8/g6* dado que tanto *H8* como *g6* son zonas de tolerancia preferentes. Así pues, se tomará el ajuste 8 *H8/g6*.

Se tendrá pues:

Elemento	**ISO**	**T/t (μm)**	**Di/di (μm)**	**Ds/ds (μm)**	**Dm/dm (mm)**	**DM/dM (mm)**
Agujero	*8 H8*	22	0	22	8	8,022
Eje	*8 g6*	9	–14	–5	7,986	7,995

TJ (μm)	**Jm (μm)**	**JM (μm)**
22+9=31	5	36

3. El ajuste pedido entre las marcas 2 y 4, por condiciones de montaje, es un juego y corresponde a la dimensión de 10 mm indicada en la figura 3a.

$$D = 10 \text{ mm} \qquad JM = 40\ \mu\text{m} \qquad Jm = 5\ \mu\text{m}$$

La tolerancia máxima que puede tener el juego será:

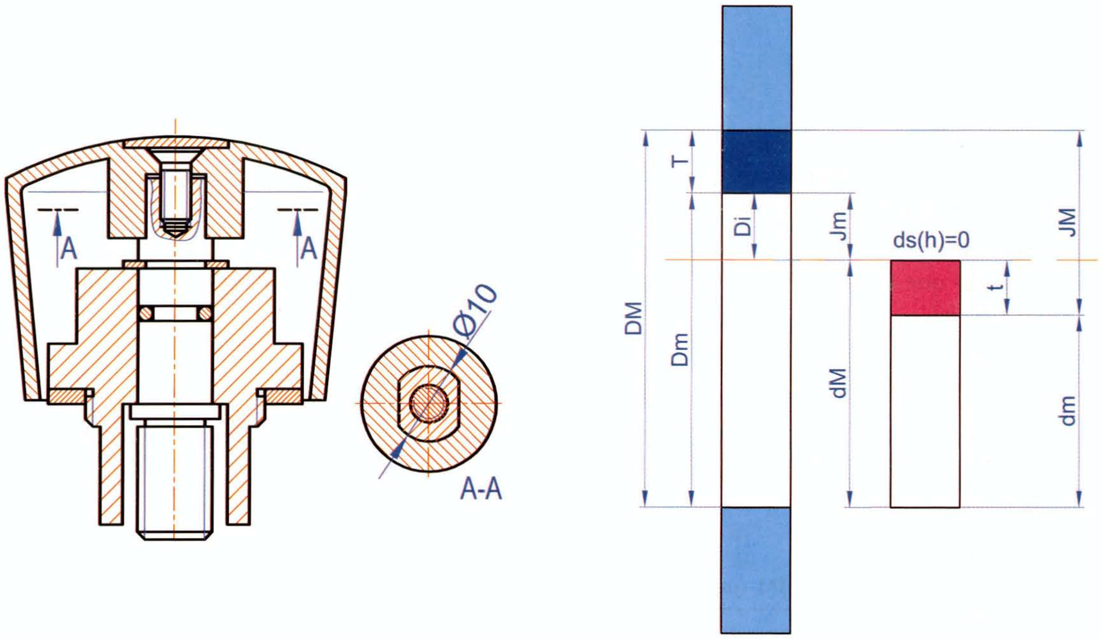
$$TJ = 40 - 5 = 35$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D = 10$) serán:

Agujero: IT7 = 15 y Eje: IT7 = 15

o

Agujero: IT8 = 22 y Eje: IT6 = 9



A) *B)*

FIGURA 3. *A)* AJUSTE ENTRE LAS MARCAS 2 Y 4 PARA LA DIMENSIÓN DE 10. *B)* ESQUEMA DEL AJUSTE.

$$JM = 40 \geqslant Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + T + t$$

de donde

$$Di \leqslant 40 - T - t$$
$$Jm = 5 \leqslant Di - ds = Di - 0$$

de donde

$$Di \geqslant 5$$

por lo que se tendrá:

$$5 \leqslant Di \leqslant 40 - T - t$$

Para calidades 7 y 7:

$$5 \leqslant Di \leqslant 40 - 15 - 15 \qquad 5 \leqslant Di \leqslant 10$$

por lo que se podrá tomar la posición *FG* = +8 y el ajuste sería Ø10 *FG*7/*h*7, o la posición *G* = +5 y otro ajuste sería Ø10 *G*7/*h*7.

Para calidades 8 y 6:

$$5 \leqslant Di \leqslant 40 - 22 - 9 \qquad 5 \leqslant Di \leqslant 9$$

por lo que se podrá tomar la posición *FG* = +8 y el ajuste sería Ø10 *FG*8/h6, o la posición *G* = +5 y otro ajuste sería Ø10 *G*8/*h*6.

Todos estos posibles ajustes cumplen con las condiciones establecidas. De todos, el mejor es Ø10 *G*7/*h*7, dado que tanto *G*7 como *h*7 son zonas de tolerancia preferentes. Así pues se tomará el ajuste Ø10 *G*7/*h*7.

Se tendrá pues:

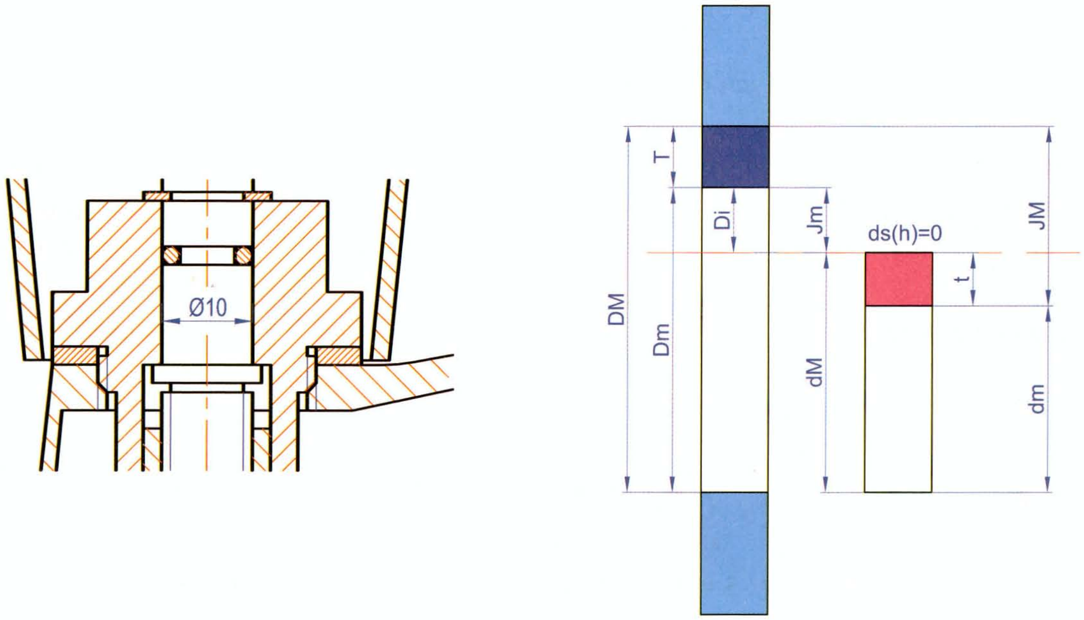
Elemento	ISO	T/t (µm)	Di/di (µm)	Ds/ds (µm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	*10 G7*	15	5	20	10,005	10,020
Eje	*10 h7*	15	–14	0	9,985	10,000

TJ (µm)	Jm (µm)	JM (µm)
15+15=30	5	35

4. *El ajuste pedido entre las marcas 3 y 4, por condiciones de funcionamiento, es un juego y corresponde a la dimensión de 10 mm indicada en la figura 4.*

El sistema de ajuste es eje base y la tolerancia para el eje *h*7, impuesta por el apartado superior.

$$D = 10 \text{ mm} \qquad JM = 65\ \mu m \qquad Jm = 10\ \mu m$$



A) *B)*

FIGURA 4. *A)* AJUSTE ENTRE LAS MARCAS 3 Y 4. *B)* ESQUEMA DEL AJUSTE.

La tolerancia máxima que puede tener el juego será:

$$TJ = 65 - 10 = 55$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste serán:

$$\text{Agujero: IT8} = 22 \;\; \text{y} \;\; \text{Eje: IT8} = 22$$

o

$$\text{Agujero: IT9} = 36 \;\; \text{y} \;\; \text{Eje: IT7} = 15$$

$$JM = 65 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + T + t$$

de donde

$$Di \leq 65 - T - t$$
$$Jm = 10 \leq Di - ds = Di - 0$$

de donde

$$Di \geq 10$$

por lo que se tendrá:

$$10 \leq Di \leq 65 - T - t$$

Dado que la tolerancia del eje es *h*7 se probará directamente con las calidades 9 y 7. Para calidades 9 y 7:

$$10 \leq Di \leq 65 - 36 - 15$$
$$10 \leq Di \leq 14$$

por lo que se podrá tomar la posición $F = +13$ y el ajuste sería Ø10 *F*9/*h*7. Mirando la tabla de ajustes preferentes para agujeros *F*8 es preferente en la banda central, luego adoptamos *F*8 como solución del agujero; *h*7 también es preferente en la banda central para el eje.

Así pues se tomará el ajuste Ø10 *F*8/*h*7.

Se tendrá pues:

Elemento	**ISO**	**T/t (µm)**	**Di/di (µm)**	**Ds/ds (µm)**	**Dm/dm (mm)**	**DM/dM (mm)**
Agujero	*10 F8*	22	13	35	10,013	10,035
Eje	*10 h7*	15	–14	0	9,985	10,000

TJ (µm)	**Jm (µm)**	**JM (µm)**
22+15=51	13	50

5. El ajuste pedido entre las marcas 3 y 12, por condiciones de funcionamiento, es un juego que corresponde a la dimensión de 14 mm indicada en la figura 5.

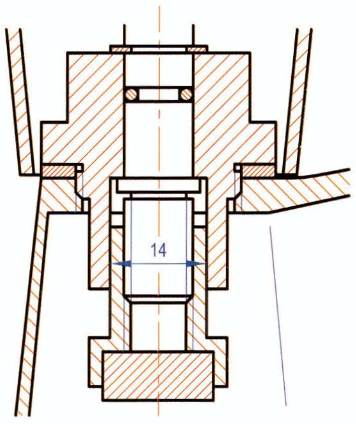


FIGURA 5. AJUSTE ENTRE LAS MARCAS 3 Y 12 PARA LA DIMENSIÓN NOMINAL DE 14.

Para el ajuste entre las marcas 3 y 12 con dimensión nominal 14 se tiene:

$$D = 14 \text{ mm} \qquad JM = 95\ \mu\text{m} \qquad Jm = 25\ \mu\text{m}$$

La tolerancia máxima que puede tener el ajuste será:

$$TJ = 95 - 25 = 70$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste serán:

Agujero: IT8 = 27 Eje: IT8 = 27
Agujero: IT9 = 43 Eje: IT7 = 18

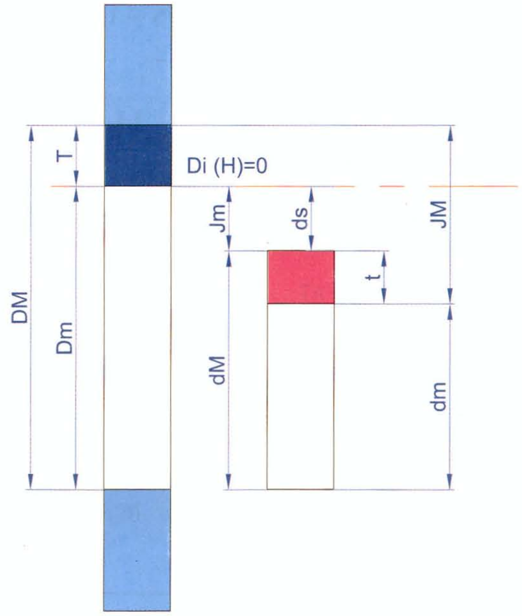


FIGURA 6. DATOS DEL AJUSTE.

$$JM = 95 \geqslant Ds - di = Di + T - (ds - t) = 0 + T + t - ds$$

de donde

$$ds \geqslant -95 + T + t$$
$$Jm = 25 \leqslant Di - ds = 0 - ds$$

de donde

$$ds \leqslant -25$$

por lo que se tendrá:

$$-95 + T + t \leqslant ds \leqslant -25$$

Para calidades 8 y 8:

$$-95 + 27 + 27 \leqslant ds \leqslant -25 \qquad -41 \leqslant ds \leqslant -25$$

por lo que se podrá tomar la posición $e = -32$.

Para calidades 9 y 7:

$$-95 + 43 + 18 \leqslant ds \leqslant -25 \qquad -34 \leqslant ds \leqslant -25$$

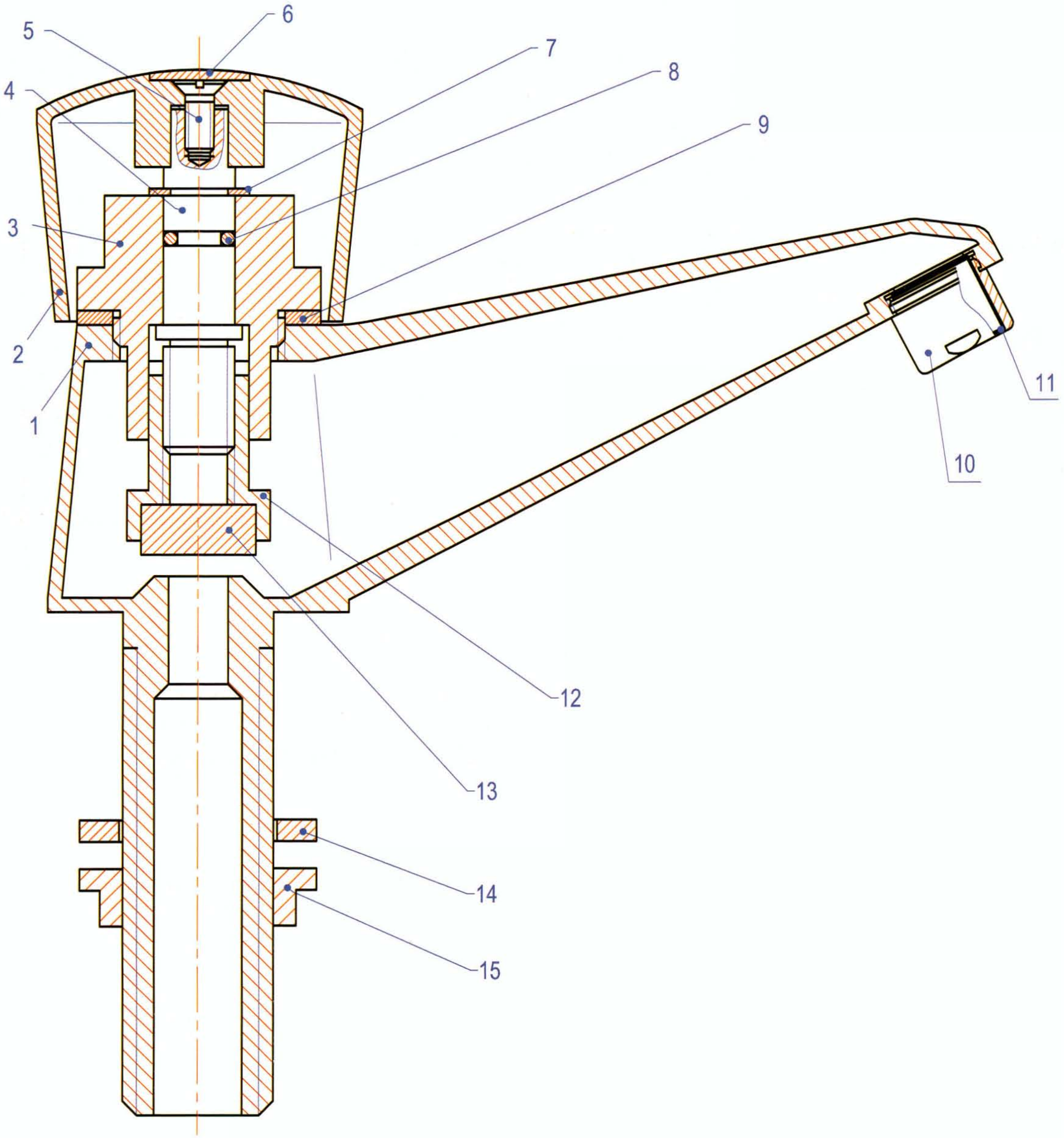
por lo que se podrá tomar la posición $e = -32$.

Todos estos posibles ajustes cumplen con las condiciones establecidas. De todos ellos, el mejor es 14 *H*8/*e*8, dado que tanto *H*8 como *e*8 son zonas de tolerancia preferentes y *e8* predomina sobre *e*7. Así pues, se tomará el ajuste 14 *H*8/*e*8.

Se tendrá entonces:

Elemento	**ISO**	**T/t (µm)**	**Di/di (µm)**	**Ds/ds (µm)**	**Dm/dm (mm)**	**DM/dM (mm)**
Agujero	*8 H8*	22	0	22	8	8,022
Eje	*8 g6*	9	–14	–5	7,986	7,995

TJ	**Jm (µm)**	**JM (µm)**
22+9=31	5	36



Cant.	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material
1	Tuerca de fijación	15	10.14		Acero Inox.
1	Junta de fijación	14	10.13		Caucho
1	Soleta	13	10.12		Caucho
1	Porta soleta	12	10.11		Bronce
1	Filtro	11	10.10		Varios
1	Porta filtro	10	10.09		Latón
1	Junta guía del husillo	9	10.08		Caucho
1	Junta tórica	8	10.07		Caucho
1	Anillo de seguridad	7		10x1 DIN471	
1	Tapón	6	10.06		PVC

Cant.	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material
1	Tornillo	5		M4x10 DIN63	
1	Husillo	4	10.05		Bronce
1	Guía del husillo	3	10.04		Bronce
1	Mango	2	10.03		Laton
1	Cuerpo	1	10.02		Latón

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

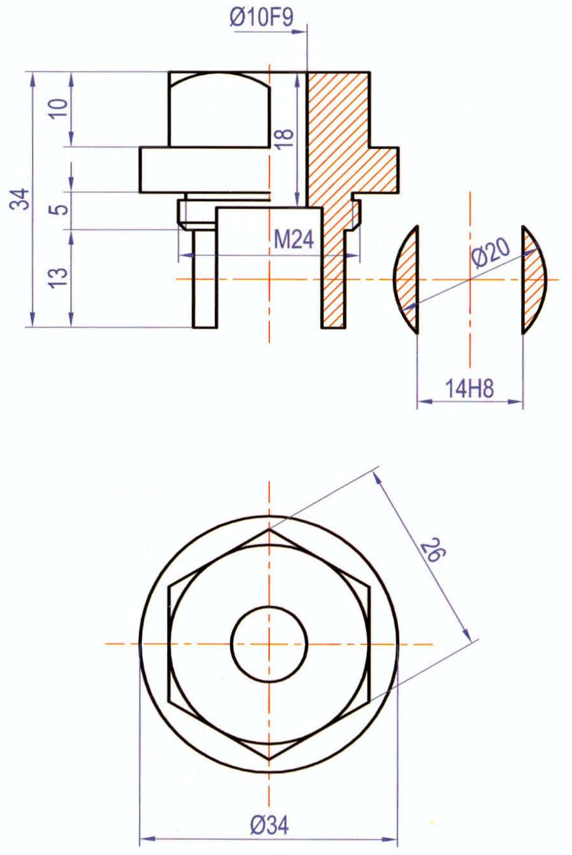
GRIFO SIMPLE

Idioma: es

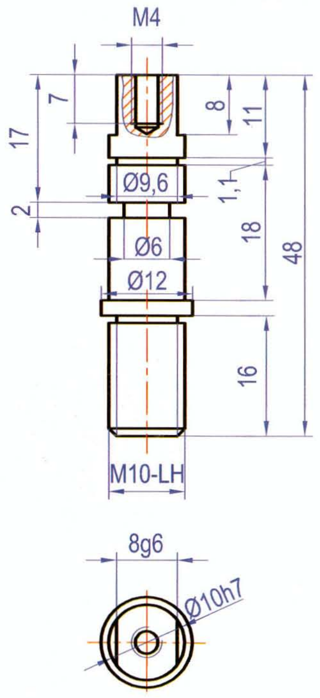
Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

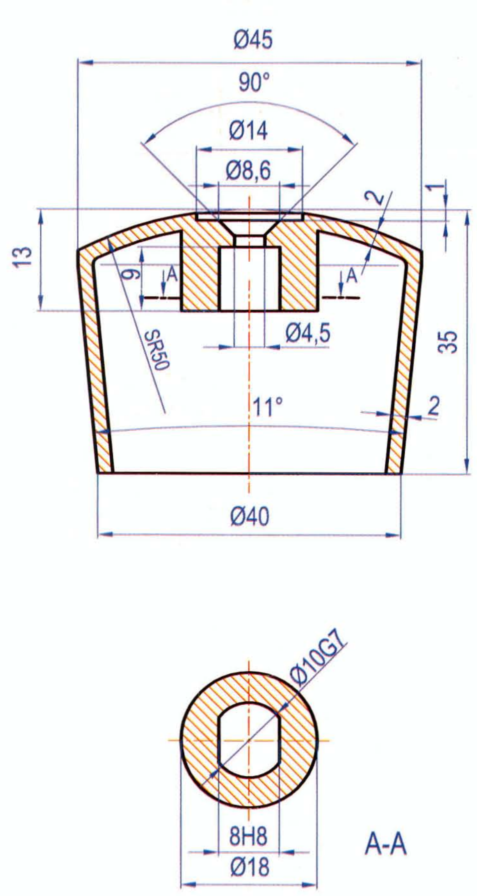
Nº plano: 10.01



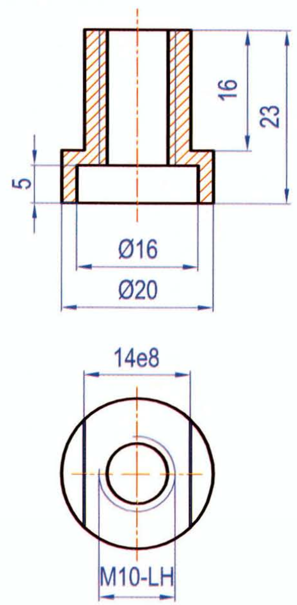
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	GUIA DE HUSILLO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 10.04			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	HUSILLO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 10.05			



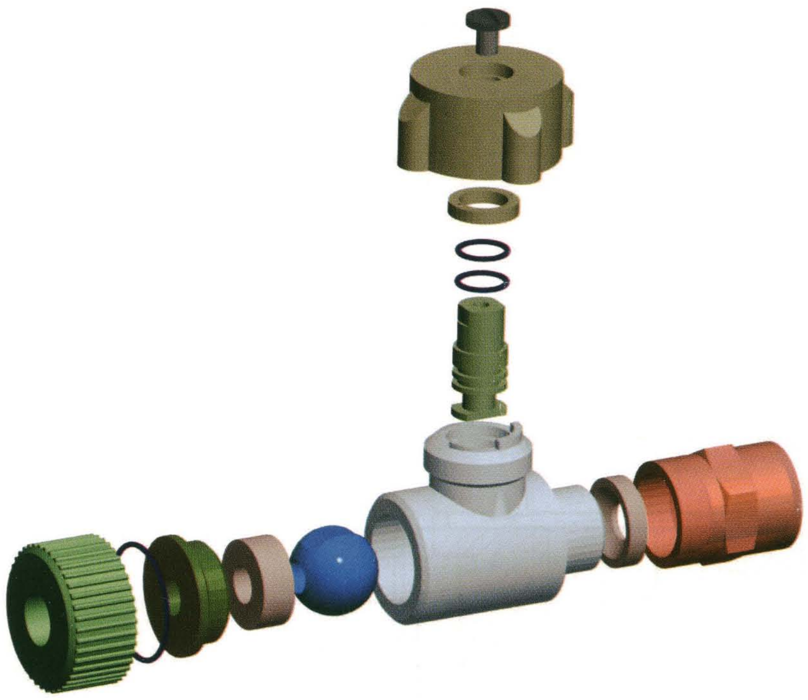
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	MANGO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 10.03			



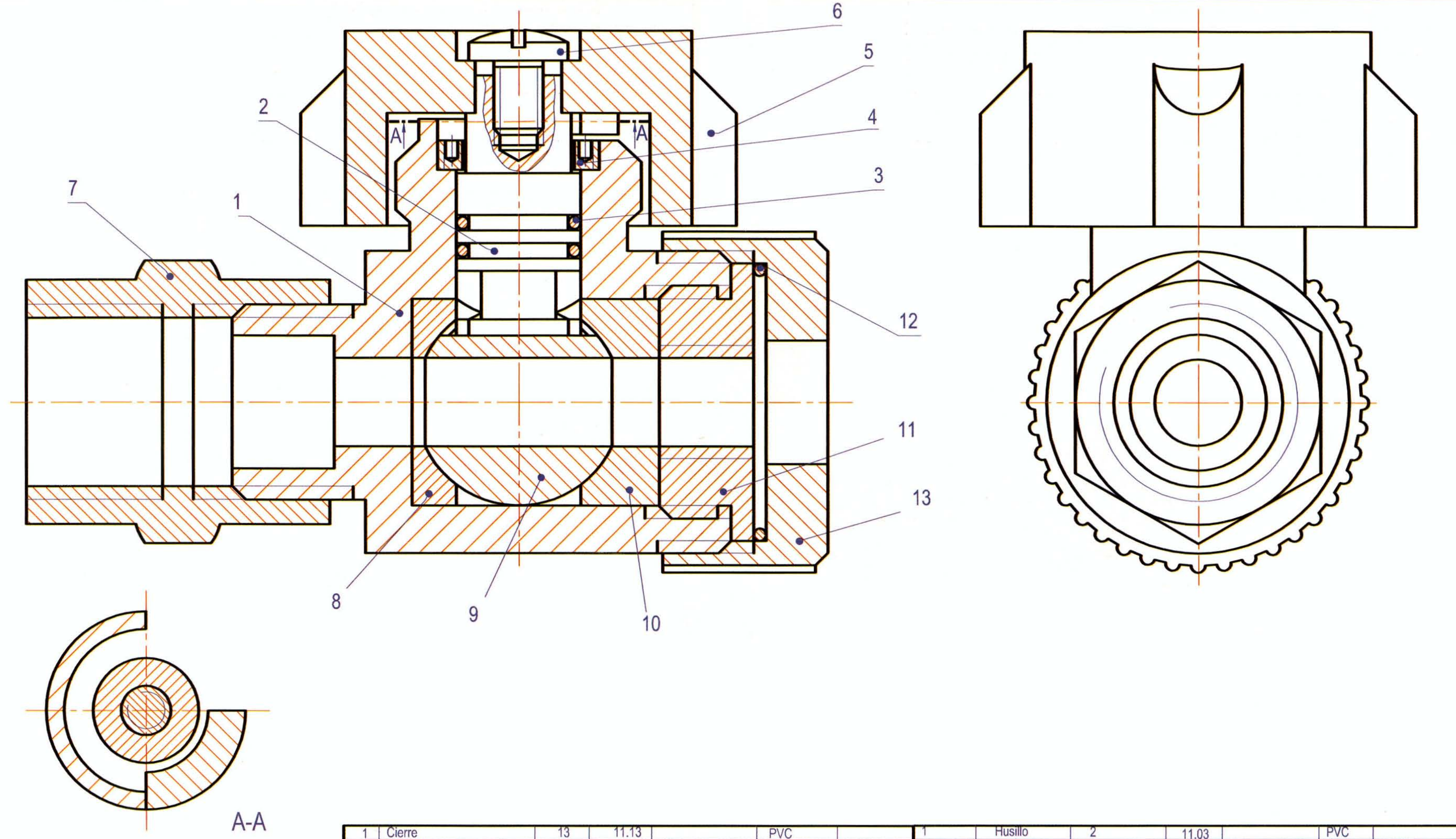
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	PORTA SOLETA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 10.11			

Válvula de bola

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas de las marcas compatibles con el funcionamiento del conjunto.
3. Realizar los planos de fabricación correspondientes a las marcas 1, 2, 5 y 9. Dibujar las marcas 2 y 9 sabiendo que se trata de piezas inyectadas de plástico, marcando la posición de la línea de partición.



Válvula de bola



Cant.	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso
1	Cierre	13	11.13		PVC	
1	Junta tórica	12	11.12		Caucho	
1	Manguito	11	11.11		PVC	
1	Asiento de bola	10	11.10		Teflón	
1	Bola	9	11.09		PVC	
1	Asiento de bola	8	11.08		Teflón	
1	Racor	7	11.07		PVC	
1	Tornillo	6		M1,5 x2,5 DIN85		
1	Mango	5	11.06		PVC	
1	Tuerca	4	11.05		PVC	
2	Junta tórica	3	11.04		Caucho	

Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso
1	Husillo	2	11.03		PVC	
1	Cuerpo	1	11.02		PVC	

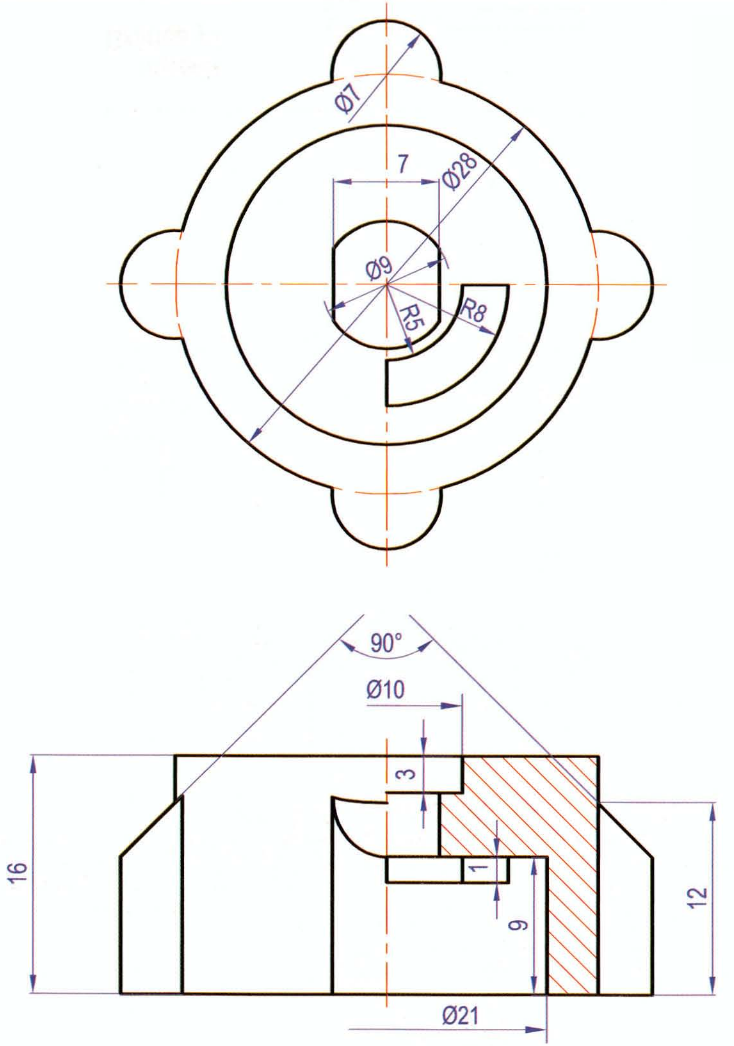
Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
2:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

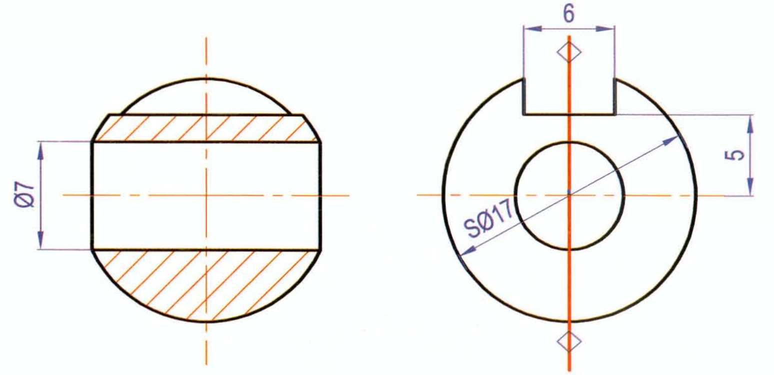
VÁLVULA DE BOLA

Tipo de doc: Plano de conjunto
Nº plano: 11.01

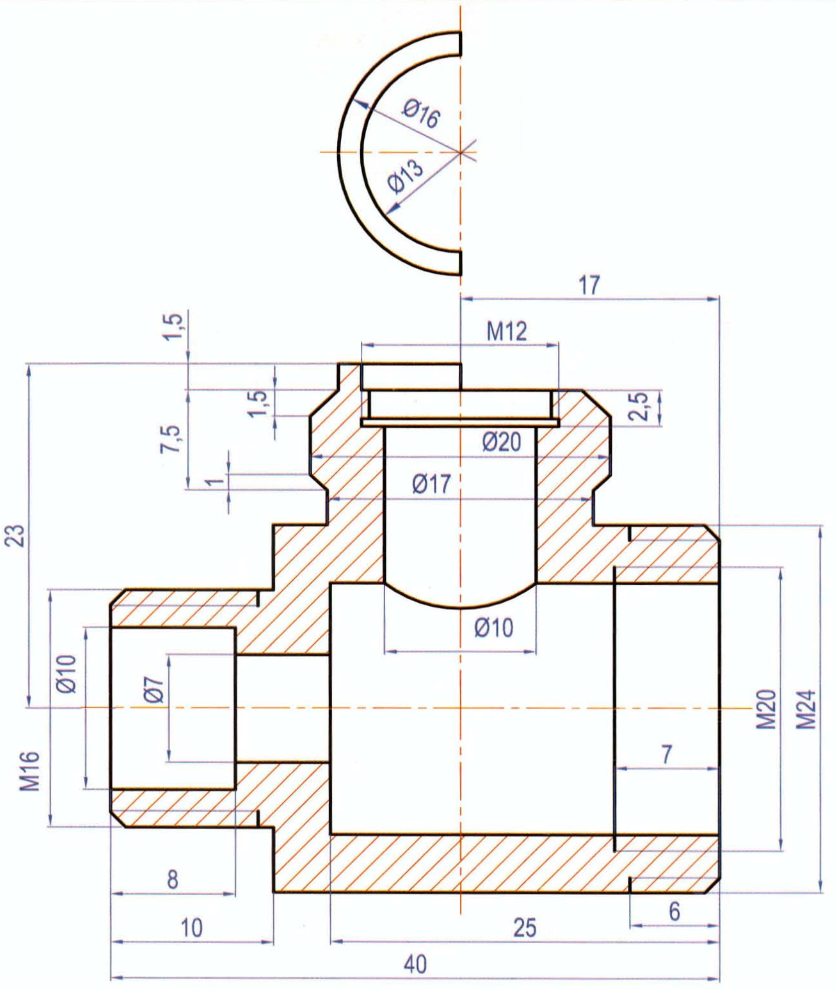
Idioma: es
Nº Hoja



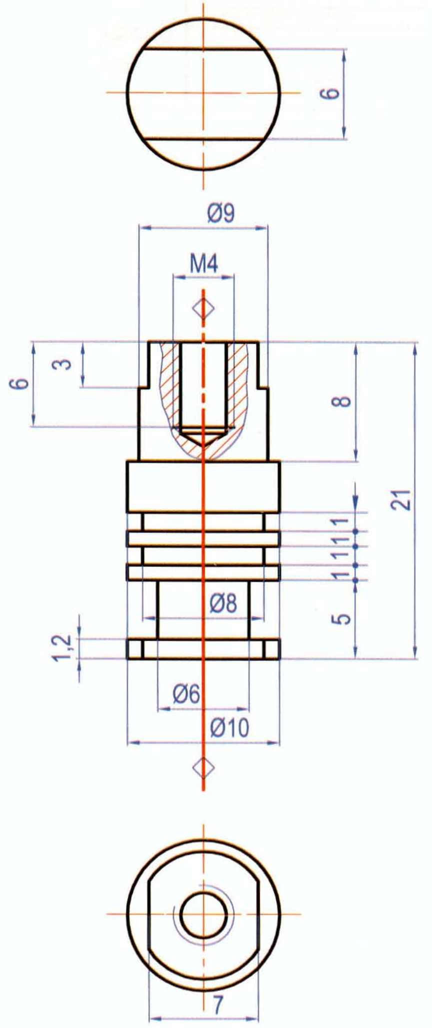
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	2:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		MANGO		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 11.06		



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	2:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		BOLA		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 11.09		



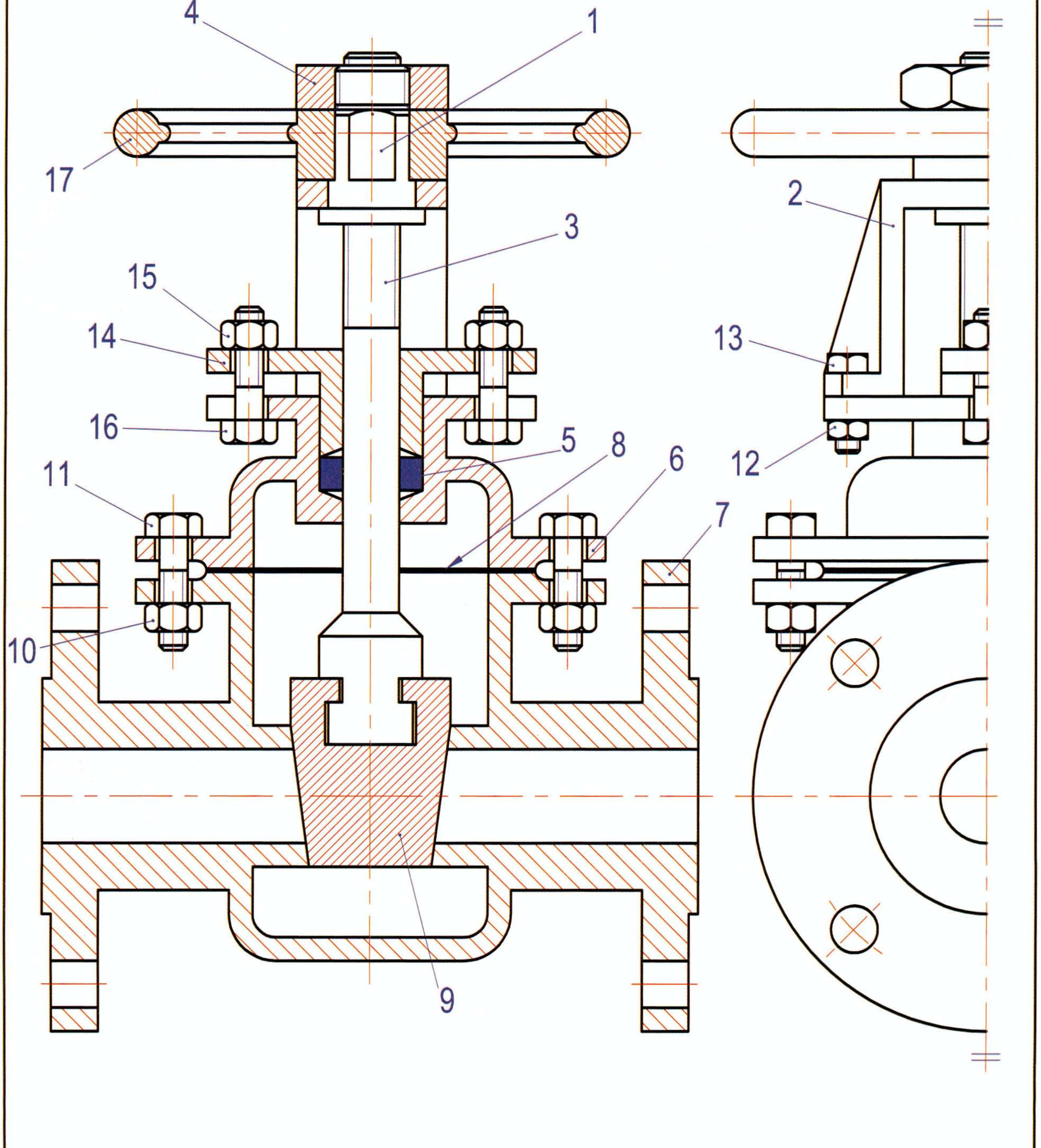
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	2:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	CUERPO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 11.02			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	2:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	HUSILLO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 11.03			

VÁLVULA DE COMPUERTA

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas de las marcas compatibles con el funcionamiento del conjunto.
3. Realizar los planos de despiece de las marcas 1, 6 y 3.



Cant.	Denominación	Marca	Plano nº	Modelo	Material
1	Volante	17	12.11		Fundición
2	Tornillo	16		M10x35 DIN931	
2	Tuerca	15		M10 DIN934	
1	Prensaestopas	14	12.10		Acero
4	Tornillo	13		M8x25 DIN931	
4	Tuerca	12		M8 DIN934	
4	Tornillo	11		M10x35 DIN931	
4	Tuerca	10		M10 DIN934	
1	Compuerta	9	12.09		Bronce
1	Junta	8	12.08		Caucho
1	Cuerpo inferior	7	12.07		Fundición
1	Cuerpo superior	6	12.06		Fundición
1	Empaquetadura	5	12.05		Caucho
1	Tuerca	4		M24 DIN 936	

Cant.	Denominación	Plano nº	Marca	Modelo	Material
1	Husillo	3	12.04		Acero
1	Puente	2	12.03		Fundición
1	Soporte husillo	1	12.02		Acero

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño

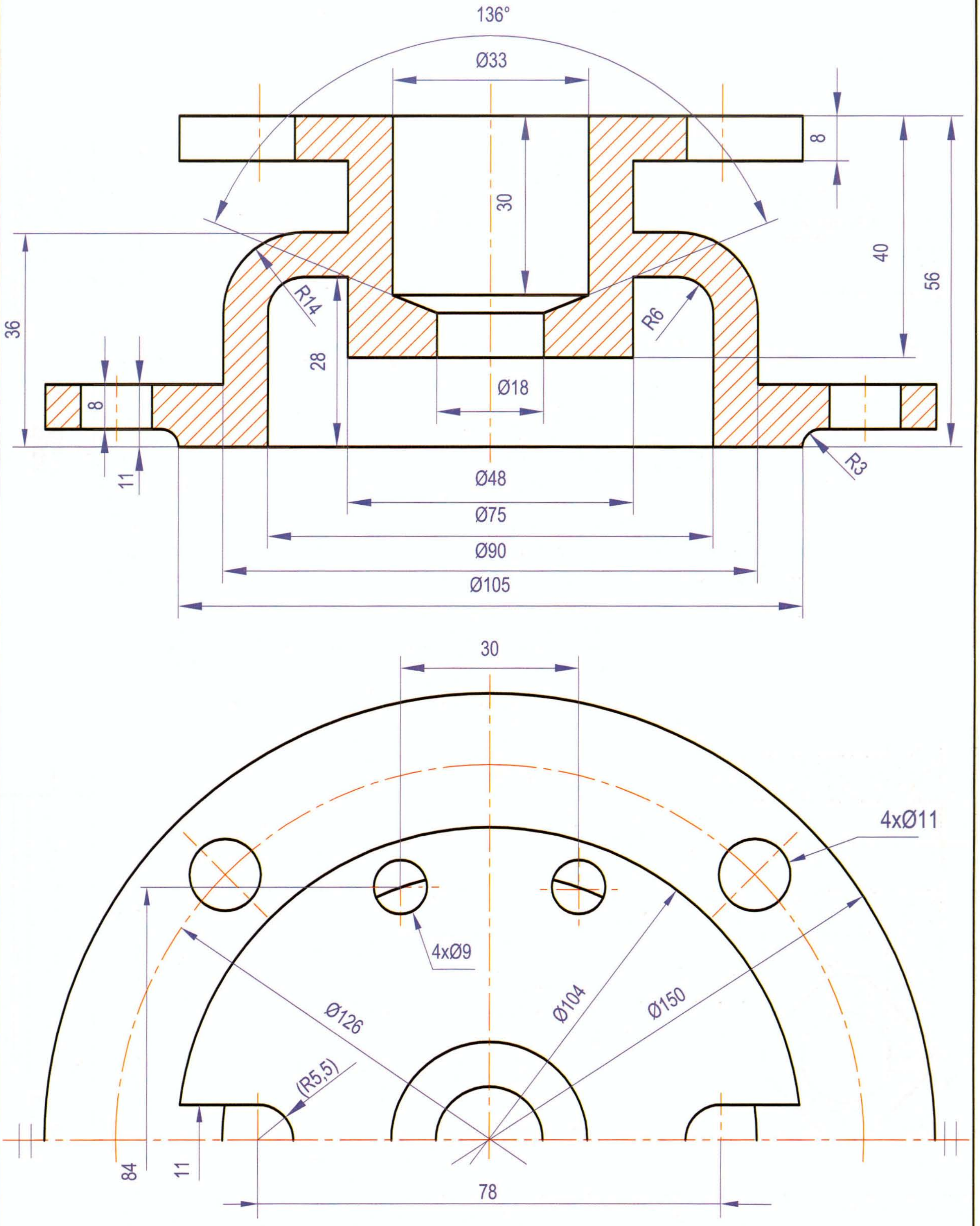
VÁLVULA DE COMPUERTA

Idioma: es

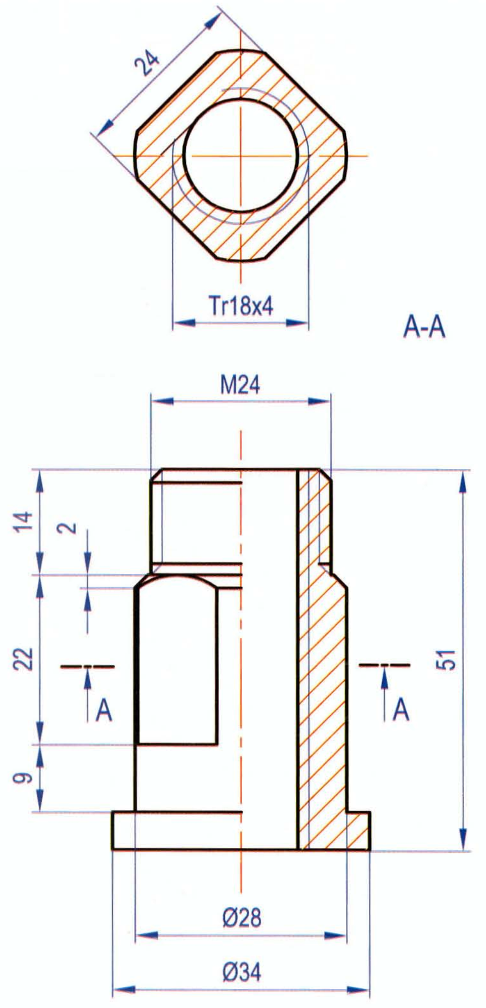
Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

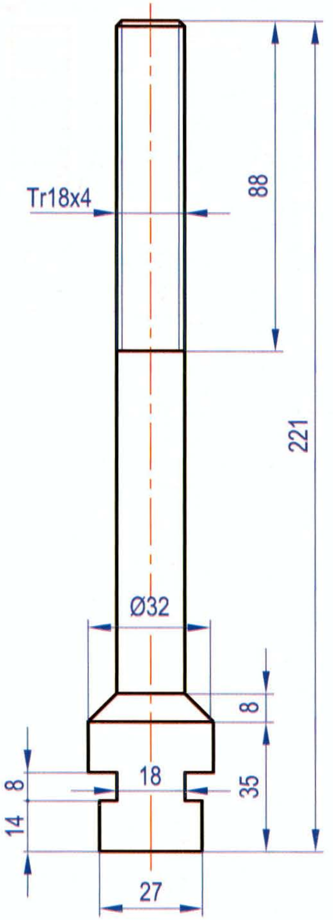
Nº plano: 12.01



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	CUERPO SUPERIOR			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de conjunto			Nº Hoja
	Nº plano: 12.06			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	SOPORTE DE HUSILLO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 12.02			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	HUSILLO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 12.01			

Válvula de compuerta

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas de las marcas compatibles con el funcionamiento del conjunto.
3. Realizar los planos de despiece de las marcas 2, 4, 10, 15 y 18.
4. A partir de los planos de despiece de la válvula de compuerta determinar:

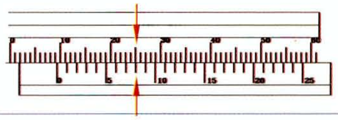
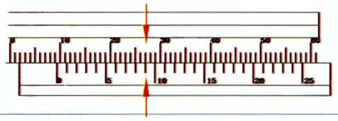
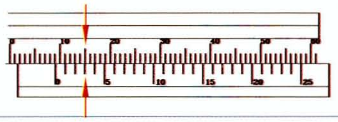
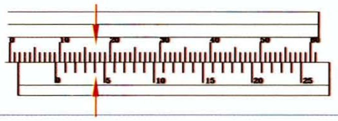
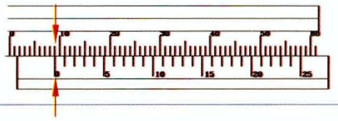
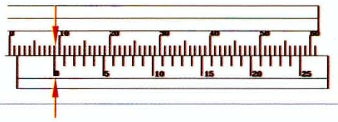
a) Tolerancia de posición para cada uno de los taladros del acoplamiento entre la tapa puente (marca 2) y el puente (marca 3). Los agujeros pasantes son de diámetro Ø9*H*13, y la parte no roscada de los tornillos *M*8 tiene diámetro Ø8*g*6.

b) Indicar a partir del funcionamiento del conjunto el tipo de ajuste entre el puente (marca 3) y el eje (marca 4). Determinar la expresión ISO de dicho ajuste utilizando el sistema de eje base, sabiendo que se tiene un diámetro nominal de 18 mm y que el ajuste debe estar comprendido entre un máximo de 0,090 mm y un mínimo de 0,015 mm. Indicar la tolerancia de coaxialidad necesaria en cada uno de los dos elementos para garantizar el montaje. La marca 4 en su cota Ø33 debe tener tolerancia *h*8. El ajuste entre las piezas 2 y 3 es Ø36*H*9/*h*8.

c) Indicar a partir del funcionamiento de la válvula el tipo de ajuste existente entre el eje (marca 4) y el prensaestopas (marca 15). Determinar la expresión ISO de dicho ajuste, eligiendo el sistema de ajuste más apropiado e indicando las razones de su elección, sabiendo que se tiene un diámetro nominal de 18 mm y que el ajuste debe estar comprendido entre un máximo de 0,080 mm y un mínimo de 0,015 mm. Indicar cuál sería la máxima tolerancia de rectitud permitida para el tramo inferior del eje.

d) Representar en los despieces cada una de las tolerancias dimensionales y geométricas determinadas.

e) Como instrumento de medida, se dispone de un pie de rey con la regla graduada en milímetros. El nonio está dividido en 25 partes iguales, totalizando 49 mm. Se ha construido una serie de cinco piezas correspondientes a la tapa del puente (marca 3) con las siguientes dimensiones:

TALADRO IZQUIERDO	TALADRO DERECHO	DISTANCIA REAL ENTRE CENTROS
		52
		51,5
		51,05

Señalar qué pieza sería admisible y cuál no, indicando los motivos.

SOLUCIÓN:

a) Tolerancia de posición para cada uno de los taladros del acoplamiento entre la tapa puente (marca 2) y el puente (marca 3). Los agujeros pasantes son de diámetro Ø9*H*13, y la parte no roscada de los tornillos *M*8 tiene diámetro Ø8*g*6.

Dado que el ajuste entre la marca 2 y 3 es Ø36*H*9/*h*8, en condición de máximo material, el juego es 0, por lo que se tendrá lo siguiente.

Para los agujeros:

9*H*13 $\quad T = 0{,}220$ mm $\quad D_{máx} = 9{,}220$ mm $\quad D_{mín} = 9{,}000$ mm

Para los tornillos:

Ø8*g*6 $\quad t = 0{,}009$ mm $\quad d_{máx} = 8 - 0{,}005 = 7{,}995$ mm $\quad d_{mín} = 7{,}995 - 0{,}009 = 7{,}986$ mm

En condición de máximo material:

$$D_{mín} - d_{máx} = 9 - 7{,}995 = 1{,}005 \text{ mm}$$

Esta tolerancia se repartirá entre los dos elementos, por ejemplo, de la siguiente forma:

Taladros: T = 0,505 mm
Alojamiento tornillos: t = 0,500 mm

Dado que existe un ajuste que impone la posición relativa de las dos marcas, la tolerancia de posición de los elementos necesita establecer referencias, según se ve en los despieces adjuntos. Debe aplicarse "zona de tolerancia proyectada". La altura de la zona de tolerancia proyectada es de 8 mm, que se corresponde con el espesor de la marca 2.

b) Indicar a partir del funcionamiento del conjunto el tipo de ajuste entre el puente (marca 3) y el eje (marca 4). Determinar la expresión ISO de dicho ajuste utilizando el sistema de eje base, sabiendo que se tiene un diámetro nominal de Ø18 mm y que el ajuste debe estar comprendido entre un máximo de 0,090 mm y un mínimo de 0,015 mm. Indicar la tolerancia de coaxialidad necesaria en cada uno de los dos elementos para garantizar el montaje.

Se trata de un ajuste con juego.

Para $JM - Jm = 0{,}090 - 0{,}015 = 0{,}075$ se tomarán:

$$IT9 + IT8 = 43 + 27 = 70$$

Si se trata de eje base:

$$JM = 90 \geqslant T + Di + t = Di + 70$$
$$Jm = 15 \leqslant Di, \text{ con } Di \geqslant 0$$

de donde:

$$15 \leqslant Di \leqslant 20$$

por lo que se tiene la posición *F* con *Di* = +16.

El ajuste pedido será: Ø18*F*9/*h*8, siendo todos los valores de tolerancia preferentes.

Para determinar la tolerancia de coaxialidad se tendrá en cuenta que las condiciones más desfavorables se presentan cuando las dos piezas están en condición de máximo material.

En este caso:

Puente:

D_{11} = 36 H9. En máximo material D_{11} = 36 mm
D_{12} = 18 F9. En máximo material D_{12} = 18,016 mm

Eje:

D_{21} = 33 h8. En máximo material D_{21} = 33 mm
D_{22} = 18 h8. En máximo material D_{22} = 18 mm

La coaxialidad máxima del conjunto será:

$$T = 3 + 0{,}016 = 3{,}016 \text{ mm}$$

que se repartirá a partes iguales para los dos elementos.

c) Indicar a partir del funcionamiento de la válvula el tipo de ajuste existente entre el eje (marca 4) y el prensaestopas (marca 15). Determinar la expresión ISO de dicho ajuste, eligiendo el sistema de ajuste más apropiado e indicando las razones de su elección, sabiendo que se tiene un diámetro nominal de 18 mm y que el ajuste debe estar comprendido entre un máximo de 0,080 mm y un mínimo de 0,015 mm. Indicar cuál sería la máxima tolerancia de rectitud permitida para el tramo inferior del eje.

Se trata de un ajuste con juego.

Para JM – Jm = 0,080 – 0 – 015 = 0,065 se tomarán:

$$IT8 + IT8 = 27 + 27 = 54 \qquad \text{o} \qquad IT9 + IT7 = 43 + 18 = 61$$

Se elegirá el sistema de eje base porque se trata de la misma pieza que en el caso anterior. Además, si anteriormente el eje tenía posición y calidad *h*8, ahora se deberá mantener igual (siempre que, por supuesto, se cumplan las condiciones de diseño). Si se trata de eje base, para calidades IT8:

$$JM = 80 \geqslant T + Di + t = Di + 54$$
$$Jm = 15 \leqslant Di, \text{ con } Di \geqslant 0$$

de donde:

$$15 < Di < 26$$

por lo que se tiene la posición *F* con *Di* = +16.

El ajuste pedido será: Ø18*F*8/*h*8.

No es válido el ajuste Ø18 *F*9/*h*7 porque la parte del eje es común en los apartados 2 y 3 y lógicamente el proceso de fabricación es uno solo.

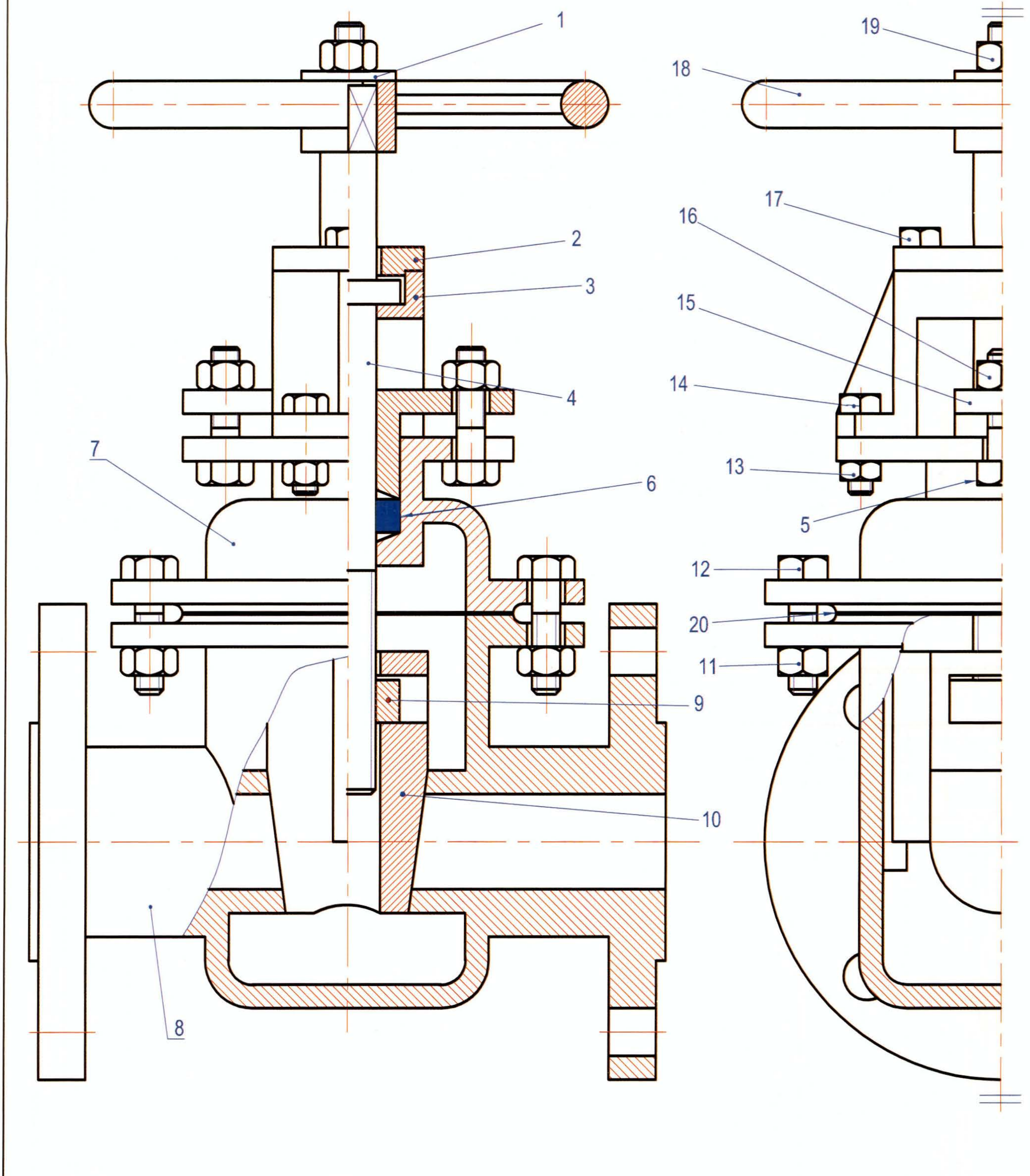
Respecto a la tolerancia de rectitud requerida, en máximo material la diferencia de diámetros entre el orificio del prensaestopas y el diámetro del eje es de 0,016 mm. La tolerancia de rectitud se podrá repartir entonces entre eje y agujero, y dependiendo del proceso de fabricación el reparto se hará de una forma o de otra; por ejemplo, si el agujero se hace por taladrado, no es lógico que presente problemas de rectitud, por lo que toda la tolerancia la absorbería el eje. En este caso ésta sería:

Ø 0,016/32

La rectitud para garantizar el montaje afecta a la longitud de 32 mm (los que están en contacto con el prensaestopas); de ahí la especificación /32 en la tolerancia.

e) Como instrumento de medida la válvula de compuerta dispone de un pie de rey con la regla graduada en milímetros. El nonio está dividido en 25 partes iguales, totalizando 49 mm. Se ha construido una serie de cinco piezas correspondientes a la tapa del puente (marca 3) con las siguientes dimensiones:

Diámetro izquierdo	**Diámetro** derecho	**Distancia real** entre centros	**Tolerancia** en mm	**Aumento** tolerancia	**Aceptable** (sí/no)
9,32 > 9,22	9,36 > 9,22	52	51,505	–	no
9,12	9,16	51,5	51,505	0,28	sí
9,00	9,00	51,05	51,505	0	sí



Cant	Denominacion	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso
1	Junta	20	13.13		Caucho	
1	Tuerca	19		M10 DIN934		
1	Volante	18	13.12		Fundicion	
2	Tornillo	17		M8x15 DIN931		
2	Tuerca	16		M10 DIN934		
1	Prensaestopas	15	13.11		Acero	
4	Tornillo	14		M8x25 DIN931		
4	Tuerca	13		M8 DIN934		
4	Tornillo	12		M10x35 DIN931		
4	Tuerca	11		M10 DIN934		
1	Compuerta	10	13.10		Bronce	
1	Tuerca	9	13.09		Bronce	
1	Cuerpo inferior	8	13.08		Fundicion	
1	Cuerpo superior	7	13.07		Fundicion	

Cantidad	Denominacion	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso
1	Empaquetadura	6	13.06		Caucho	
2	Tornillo	5		M10x35 DIN931		
1	Eje	4	13.05		Acero	
1	Puente	3	13.04		Fundicion	
1	Tapa puente	2	13.03		Acero	
1	Arandela	1	13.02		Acero	

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño

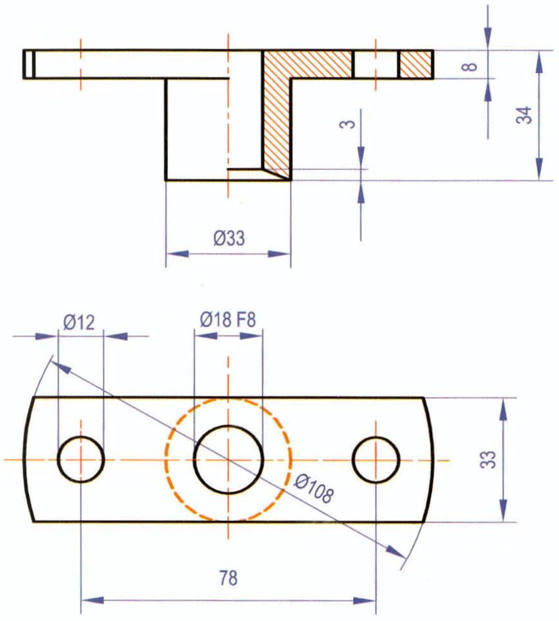
VALVULA DE COMPUERTA

Idioma: es

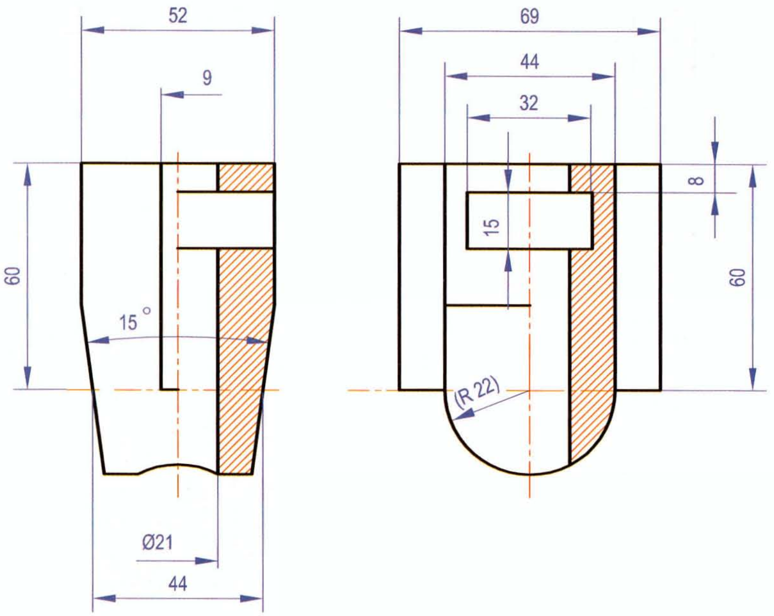
Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

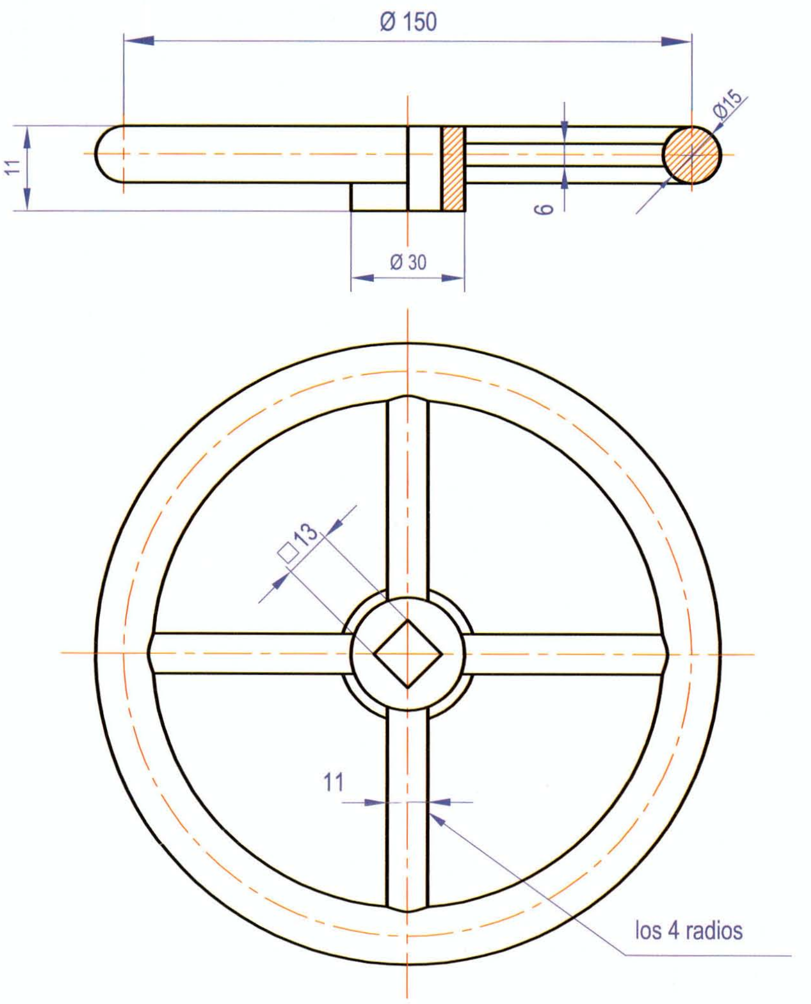
Nº plano: 13.01



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño		PRENSAESTOPAS		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 13.11		



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño		COMPUERTA		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 13.10		



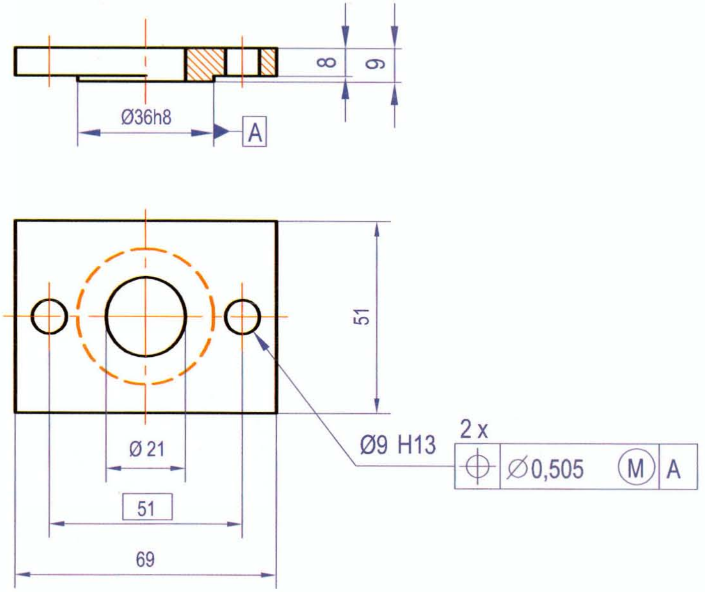
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño

VOLANTE

Tipo de doc: Plano de despiece
Nº plano: 13.02

Idioma: es
Nº Hoja



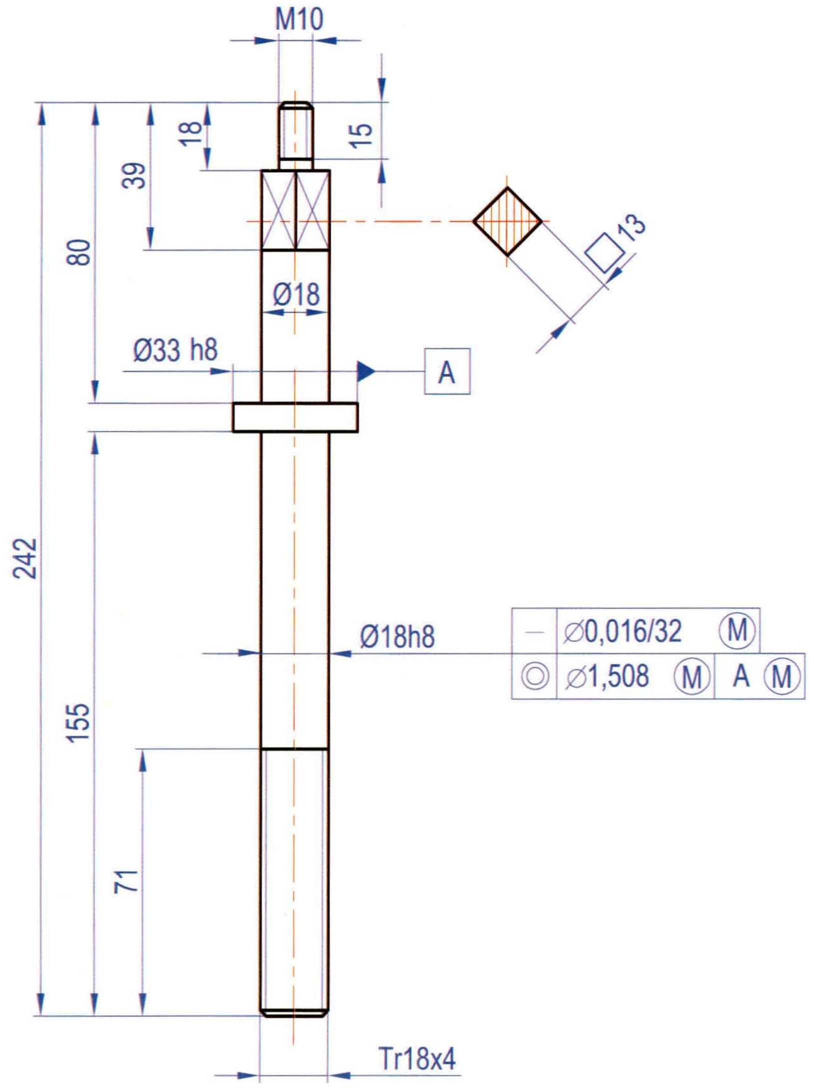
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño

TAPA PUENTE

Tipo de doc: Plano de despiece
Nº plano: 13.03

Idioma: es
Nº Hoja



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño		Husillo		Idioma: es
				Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano: 13.05

UTILLAJE PARA TALADRAR

Del conjunto *utillaje para taladrar* se pide:

1. Despiece acotado de la marca 2.
2. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 3 y 2 para la dimensión nominal correspondiente (8 mm), tal que el ajuste no sea superior a 150 μm ni inferior a 20 μm, seleccionando el sistema de ajuste más apropiado. Justificar la elección del tipo de ajuste (juego, aprieto o indeterminado, en función del enunciado completo del problema) y del sistema de ajuste.
3. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 3 y 1 para la dimensión nominal correspondiente (medida del plano), sabiendo que el ajuste no debe ser superior a 100 μm ni inferior a 6 μm.
4. Determinar la máxima tolerancia de coaxialidad que se debe establecer entre los agujeros de la marca 2, donde acopla la marca 3, para garantizar el montaje de la marca 3 sobre la 2. La marca 3 se considera con forma perfecta en condición de máximo material.

SOLUCIÓN:

2. Ajuste entre marcas 3 y 2.

El ajuste pedido entre las marcas 3 y 2 es un juego.

Dado que el eje ajusta sobre varias piezas simultáneamente, se tomará el sistema de eje base.

Para el ajuste entre las marcas 3 y 2 con dimensión nominal 8 se tiene:

$$D = 8 \qquad JM = 150\ \mu m \qquad Jm = 20\ \mu m$$

La tolerancia máxima que puede tener el ajuste será:

$$TJ = 150 - 20 = 130$$

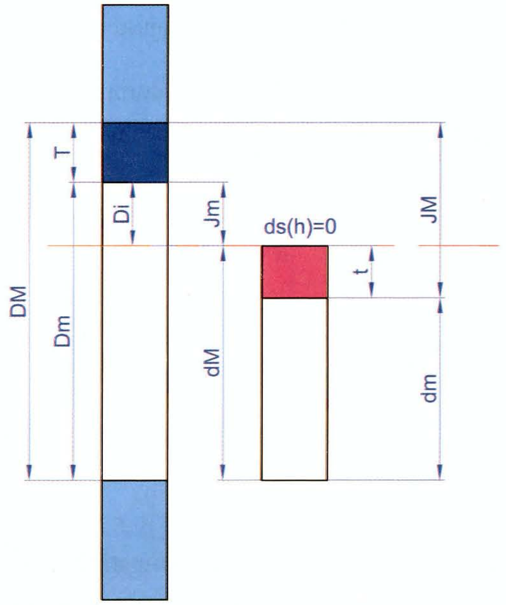


FIGURA 1. AJUSTE ENTRE MARCAS 3 Y 2.

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste (D = 8) serán:

Agujero: IT11 = 90 Eje: IT9 = 36
Agujero: IT10 = 58 Eje: IT10 = 58

$$JM = 150 \geqslant Ds\ /\ di = Di + T\ /\ (ds\ /\ t) = Di + T + t$$

de donde

$$Di \leqslant 150 - T - t$$
$$Jm = 20 \leqslant Di - ds = Di - 0$$

de donde

$$Di \leqslant 20$$

por lo que se tendrá:

$$20 \leqslant Di \leqslant 150 - T - t$$

Para calidades 11 y 9:

$$20 \leqslant Di \leqslant 150 - 90 - 36 \qquad 20 \leqslant Di \leqslant 24$$

por lo que no existe ninguna posición.

Para calidades 10 y 10:

$$20 \leqslant Di \leqslant 150 - 58 - 58 \qquad 20 \leqslant Di \leqslant 34$$

por lo que se podrá tomar la posición $E = +25$ y el ajuste sería 8 *E*10/*h*10.

Para calidades 10 y 9:

$$20 \leqslant Di \leqslant 150 - 58 - 36 \qquad 20 \leqslant Di \leqslant 56$$

por lo que se podrá tomar la posición $E = +25$ y el ajuste sería 8 *E*10/*h*9, o la posición $D = +40$, y el ajuste sería Ø8 *D*10/*h*9.

El ajuste con mayores índices de calidad que cumple con las condiciones establecidas es **Ø8 *E*10/*h*10.** Si se considera de mayor importancia un criterio de selección del ajuste en basado en las zonas de tolerancias preferentes, dado que *h*10 no lo es, se deberá bajar a *h*9, por lo que habría que elegir entre los ajustes Ø8 *E*10/*h*9 u Ø8 *D*10/*h*9 y de estos dos, el ajuste que se debe tomar será **Ø8 *D*10/*h*9**, ya que *D*10 es preferente sobre *E*10.

3. Ajuste entre marcas 1 y 2.

D = 8 AM = 100 Am = 6

La tolerancia máxima que puede tener el aprieto será:

$$TA = 100 - 6 = 94$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste (*D* = 8) serán:

Agujero: IT10 = 58 y Eje: IT9 = 36

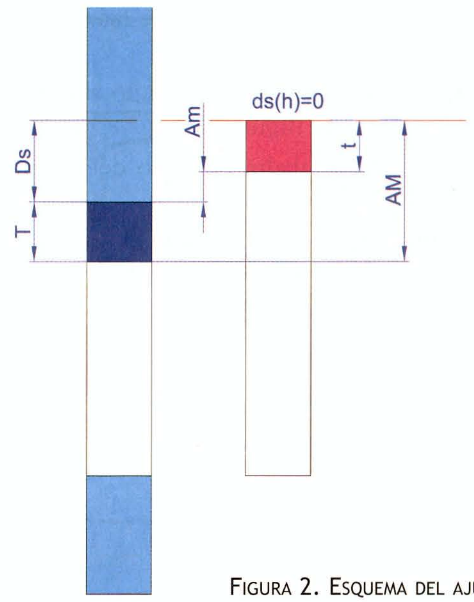


FIGURA 2. ESQUEMA DEL AJUSTE.

$$Am = 6 \leqslant di - Ds = di - Ds = -t - Ds$$
$$AM = 100 \geqslant ds - Di = di + t - (Ds - T) = 0 - Ds + T$$

de donde:

$$T - 100 \leqslant Ds \leqslant -6 - t$$
$$-42 \leqslant Ds \leqslant -42$$

por lo que se podrá tomar la posición $Z = -42$ y el ajuste sería ∅**8 *Z*10/*h*9.**

4. Tolerancia de coaxialidad.

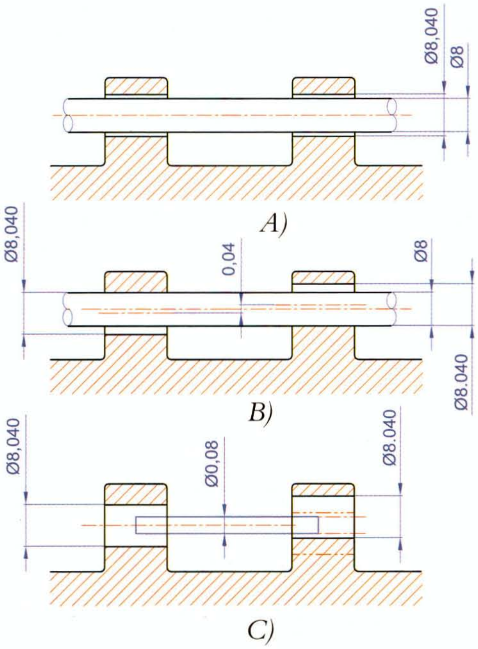


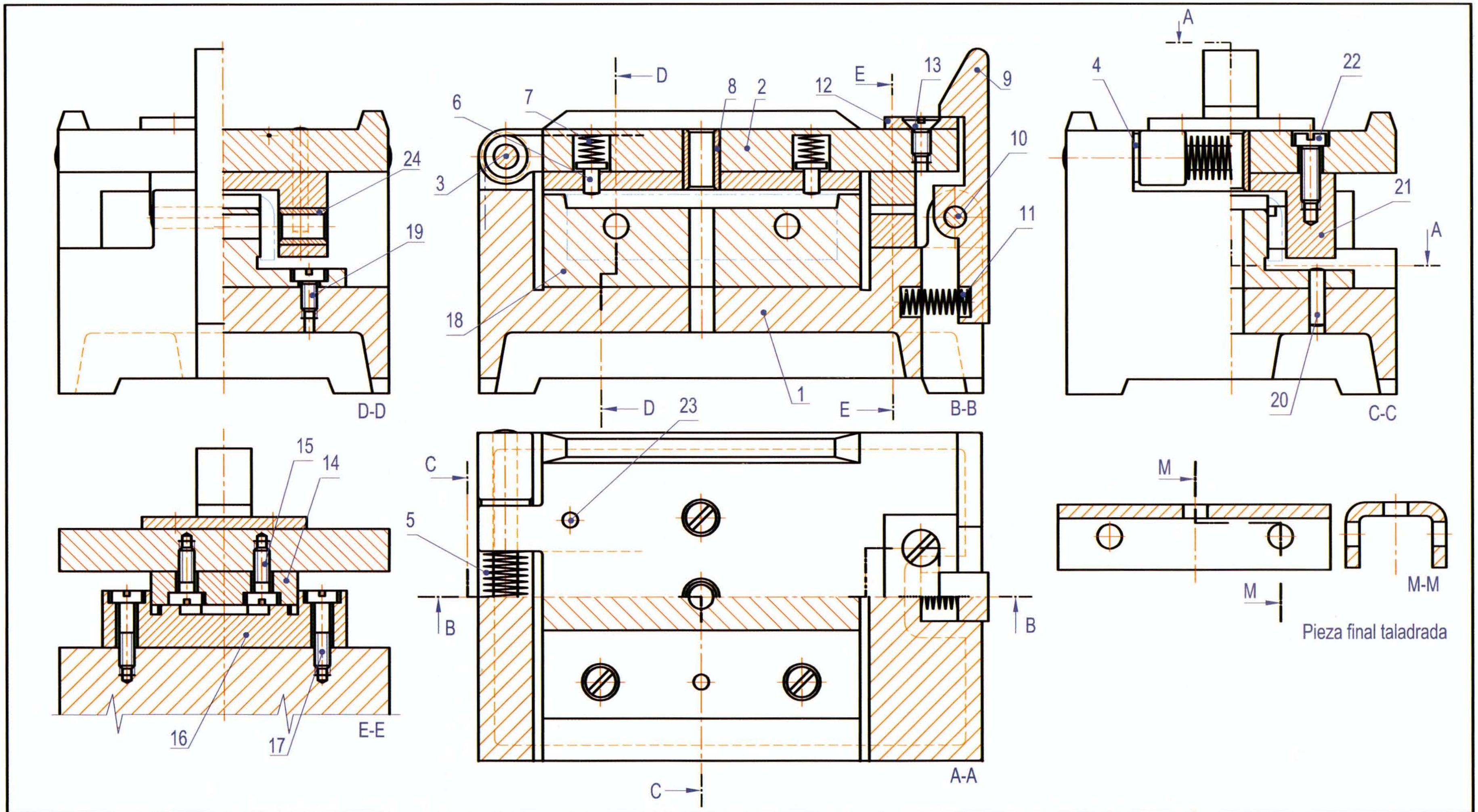
FIGURA 3. CÁLCULO DE LA COAXIALIDAD.

La condición más desfavorable se da en la condición de máximo material con diámetros 8 para el eje y 8,040 para los dos agujeros (figura 3A).

Para garantizar que el eje encaja entre los dos agujeros, lo máximo que se puede separar el eje de un taladro respecto del otro es 0,04 mm (figura 3B).

Esta separación máxima del eje de un taladro respecto del otro de 0,04 supone una zona de tolerancia de diámetro 0,08 mm (figura 3C).

Como no se considera un taladro más importante que el otro, no se define ninguno de los dos como referencia, y se considera el caso de aplicación de tolerancia asociado a elementos, según se puede ver en el despiece correspondiente.



Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso
4	Casquillo guía	24				
2	Pasador	23		A 5x35 UNE 17061		
2	Tornillo	22		M6x22 DIN 84		
1	Soporte superior	21				
2	Pasador	20		A 5x20 UNE 17061		
4	Tornillo	19		M6x14 DIN 84		
1	Soporte inferior	18				
2	Tornillo	17		M6x25 DIN 84		
1	Mordaza	16				
2	Tornillo	15		M6x18 DIN 84		
1	Mordaza	14				

Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso
2	Tornillo	13		M6x14 DIN 963		
1	Placa apoyo	12				
1	Muelle	11				
1	Pasador	10		A 8x50 UNE 17061		
1	Pestillo	9				
1	Casquillo guía	8				
2	Muelle	7				
2	Tetón	6				
1	Muelle torsión	5				
2	Separador	4				
1	Pasador	3				

Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso	Observaciones
1	Soporte superior	2					
1	Cuerpo inferior	1					

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño

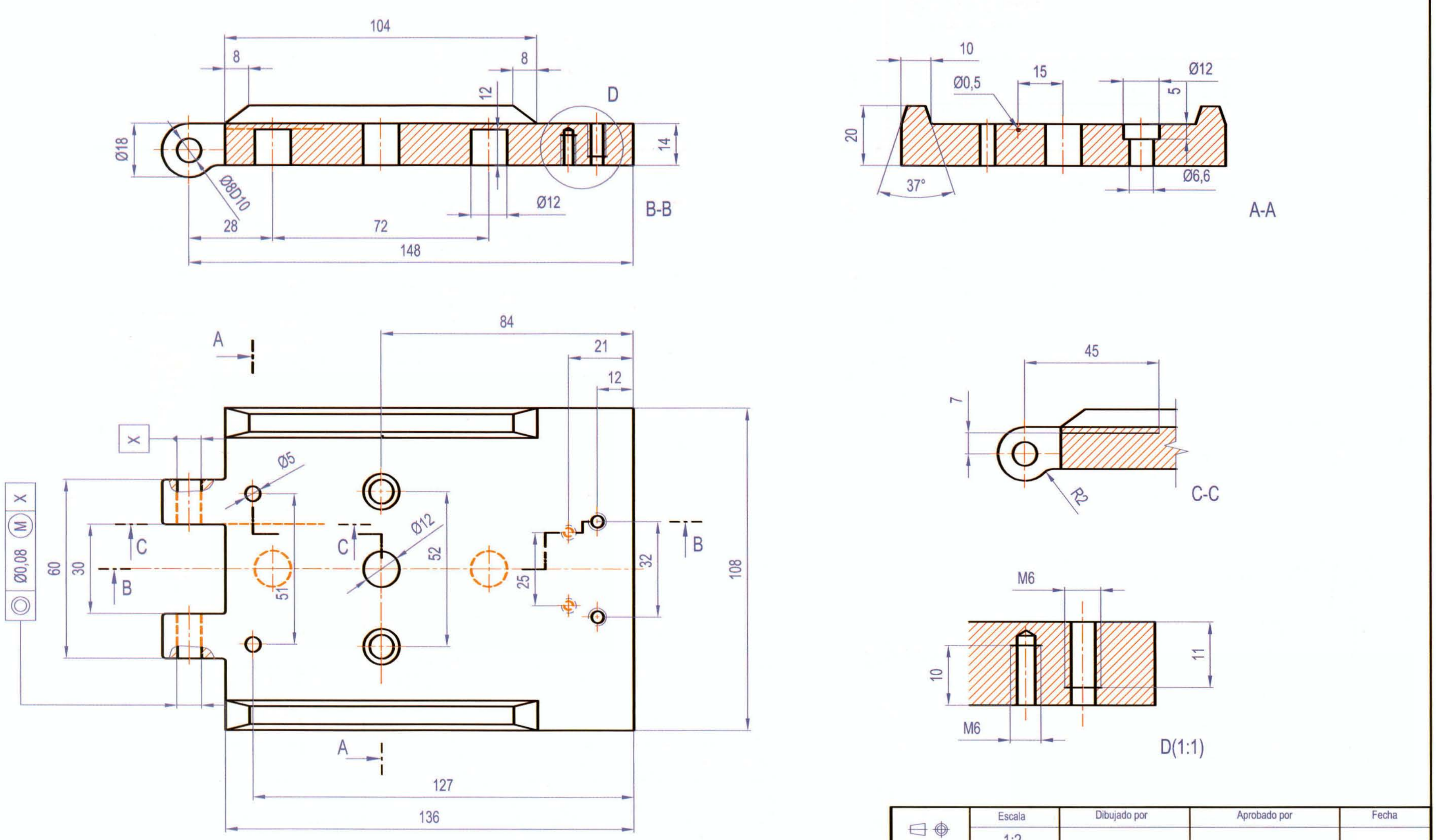
UTILAJE PARA TALADRAR

Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano: Tal- 00.00

Idioma: es

Nº Hoja



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño		Soporte superior		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de conjunto		Nº Hoja: 1
		Nº plano: 100.23.01		

MICRÓMETRO

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
3. Realizar el despiece acotado de las marcas 7 y 3.

FUNCIONAMIENTO:

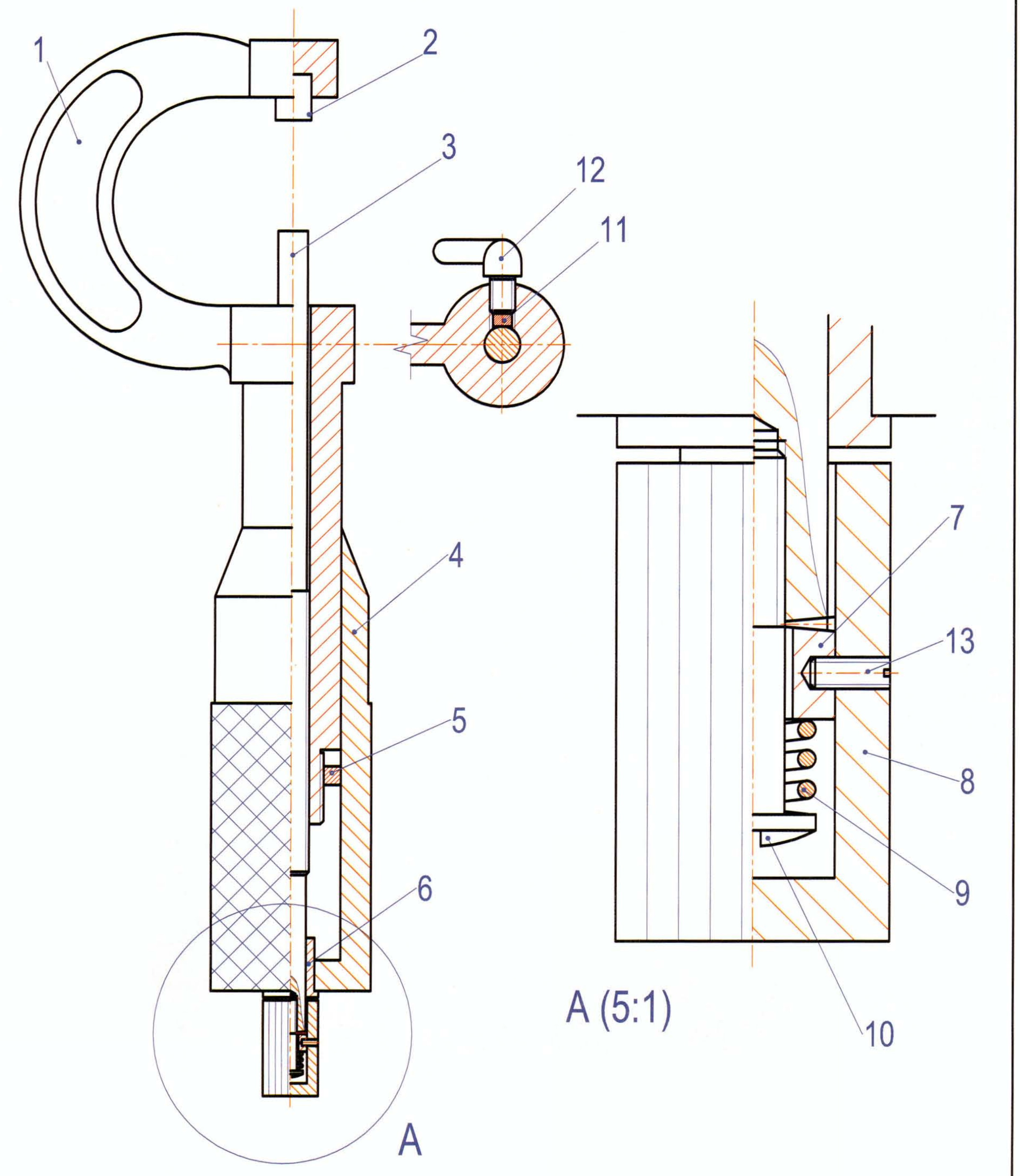
El micrómetro es un instrumento usado para medir dimensiones con precisión de micras. Para materializar la medida se deben apoyar las dos superficies extremas de la pieza que se va a medir entre los extremos del tope fijo (marca 2) y del husillo (marca 3). Para ajustar la distancia entre estos dos topes se debe hacer girar el tambor (marca 4), que está rígidamente unido al husillo mediante la marca 6. El husillo tiene una zona roscada con la horquilla (marca 1), de forma que al girar con respecto a la horquilla, el movimiento que permite la rosca provoca el desplazamiento longitudinal del husillo.

El micrómetro dispone de un mecanismo de embrague para no hacer excesiva presión con los extremos de las marcas 2 y 3 sobre la pieza que se va a medir.

Un *embrague* es un mecanismo que transmite un movimiento de giro entre dos piezas que tienen una superficie común, de forma que la fijación de las dos piezas se hace solamente por el rozamiento que existe entre ambas. Cuando se supera este rozamiento, una pieza "patina" con la otra.

El embrague (marca 7) está rígidamente unido al accionamiento (marca 8) mediante el prisionero (marca 13). Cuando se gira el accionamiento sin ejercer demasiada fuerza, el embrague arrastra en su movimiento de giro al husillo, produciendo el desplazamiento de éste. Sin embargo, si se ejerce un par de apriete demasiado fuerte, el embrague resbalará y no se producirá el desplazamiento del husillo.

MICRÓMETRO



cant.	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material
1	PRISIONERO	13	15.14		ACERO
1	ACCIONAMIENTO FRENO	12	15.13		ACERO
1	FRENO	11	15.12		CAUCHO
1	TORNILLO	10	15.11		ACERO
1	MUELLE EMBRAGUE	9	15.10		ACERO
1	ACCIONAMIENTO EMBRAGUE	8	15.09		ACERO
1	EMBRAGUE	7	15.08		ACERO
1	FIJACION HUSILLO-TAMBOR	6	15.07		ACERO
1	TUERCA GUIA	5	15.06		ACERO
1	TAMBOR	4	15.05		ACERO

cant.	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material	Peso
1	HUSILLO	3	15.04		ACERO	
1	TOPE FIJO	2	15.03		ACERO	
1	HORQUILLA	1	15.02		ACERO	

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

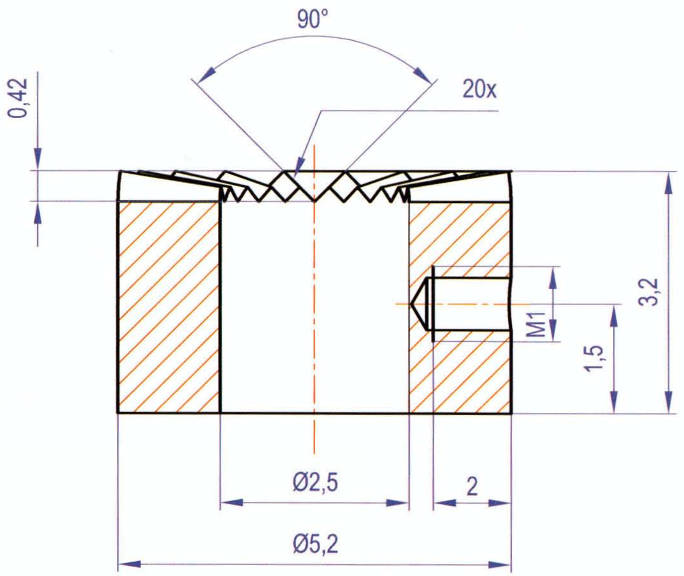
MICROMETRO

Idioma: es

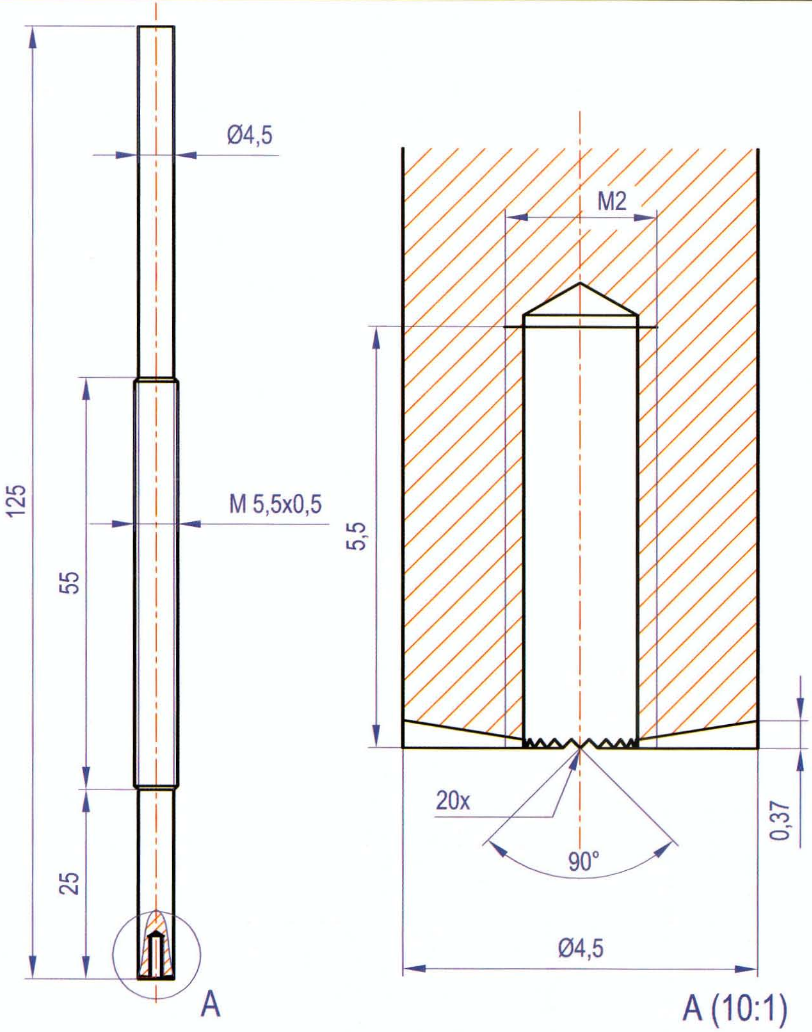
Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de despiece

Nº plano: 15.01



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	10:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	EMBRAGUE			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 15.08			



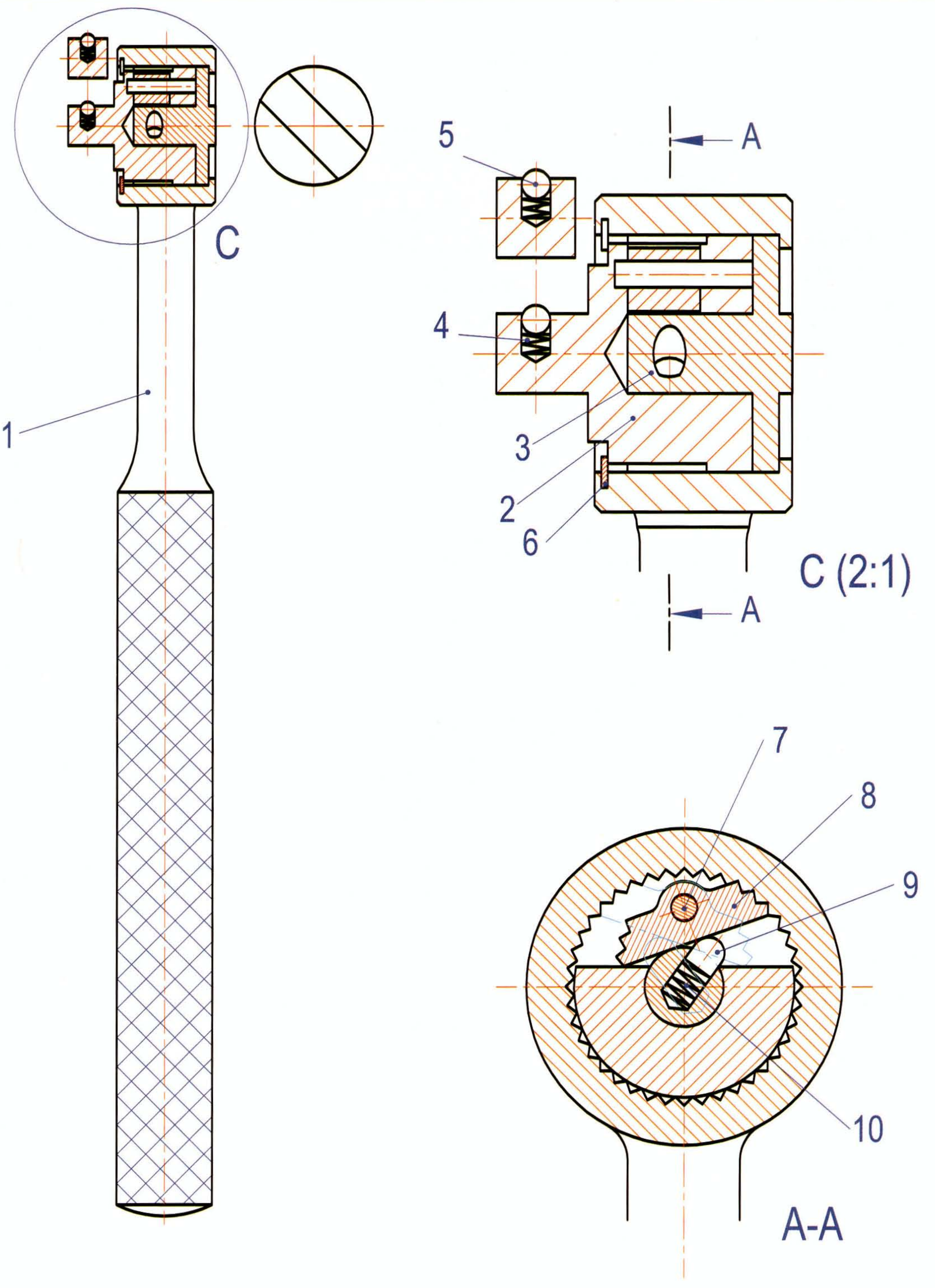
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	HUSILLO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 15.04			

LLAVE DE CARRACA

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
3. Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 2 y 3.

FUNCIONAMIENTO:

La llave de carraca permite apretar y aflojar uniones roscadas mediante un accesorio que se acopla en el extremo cuadrado de la marca 2. Cuando se está girando en un sentido determinado, únicamente se puede transmitir par en ese sentido. Este tipo de mecanismo, que sólo permite transmitir par en un sentido, y no en el otro, se denomina *trinquete*. La llave de carraca tiene una pieza que, girándola, se invierte el sentido de transmisión de par del trinquete de que dispone.



Cant.	Denominación	Marca	Plano	Material
1	MUELLE	10	16.11	ACERO
1	FIADOR	9	16.10	ACERO
1	TRINQUETE	8	16.09	ACERO
1	PASADOR	7	16.08	ACERO
1	ANILLO DE SEGURIDAD	6	16.07	ACERO
1	FIADOR	5	16.06	ACERO
1	MUELLE	4	16.05	ACERO
1	INVERSOR SENTIDO GIRO	3	16.04	ACERO
1	SOPORTE DE LLAVE	2	16.03	ACERO
1	MANGO	1	16.02	ACERO

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

LLAVE DE CARRACA

Idioma: es

Nº Hoja:

Tipo de doc: Plano de despiece

Nº plano: 16.01

VÁLVULA DE SEGURIDAD

Del conjunto *válvula de seguridad* se pide:

1. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 2 y 11, sabiendo que es un ajuste indeterminado, con dimensión nominal 16, tal que el juego máximo no sobrepase 20 μm y el aprieto máximo no pase de 10 μm, seleccionando el sistema de ajuste más conveniente.
2. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 2 y 5 sabiendo que no debe sobrepasar 70 μm ni ser menor de 15 μm.
3. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 2 y 9 sabiendo que no debe sobrepasar 40 μm ni ser menor de 2 μm.
4. Despiece acotado con indicación de las tolerancias determinadas, cuando proceda, de las marcas 1, 9, 11 y 12.
5. Sobre el despiece acotado de la marca 1, representar todas las tolerancias dimensionales y geométricas que se puedan deducir de los datos del problema, indicando siempre que sea necesario la condición de máximo material y la forma de la zona de tolerancia más lógica:

a) El ajuste entre las marcas 1 y 12 es Ø80*H*8/*f*7. y el ajuste cilíndrico entre las marcas 1 y 11 es Ø70*H*8/*f*7.

b) Los espárragos de marca 13 son de *M*10 (se considera despreciable su tolerancia dimensional). El agujero pasante correspondiente a estos espárragos es Ø11*H*13. Establecer la tolerancia de posición de los taladros roscados de la marca 1 para garantizar su montaje con la marca 12 por medio de los espárragos de marca 13.

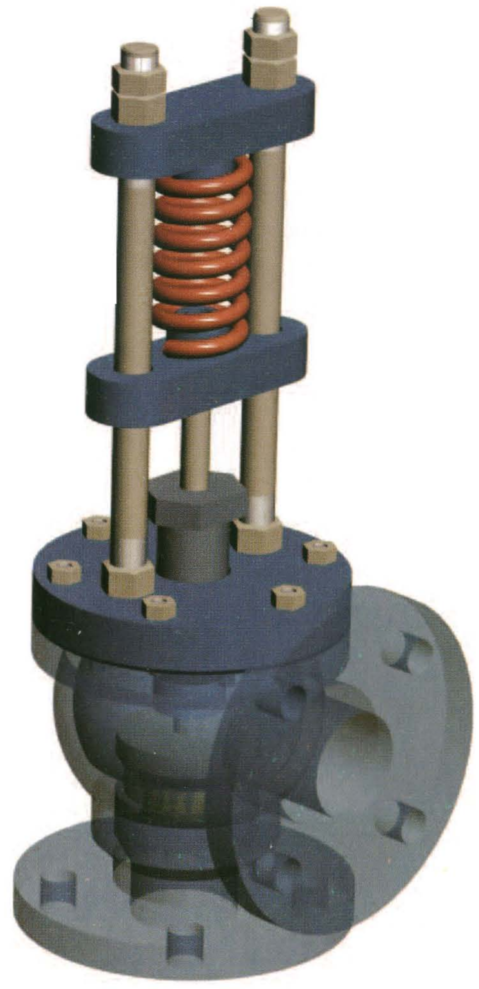
c) El montaje de la válvula de seguridad en la instalación hidráulica se hace por medio de las dos bridas de la marca 1. Las tuberías a las que se unen tienen también unas bridas idénticas. La unión entre bridas se realiza mediante tornillos *M*18, cuya parte no roscada tiene un Ø18*g*6, a los que corresponden unos agujeros pasantes en las bridas de Ø20*H*13. Establecer la tolerancia de posición correspondiente para los agujeros de las bridas para garantizar el montaje de la válvula en la instalación. Diseñar y dibujar el calibre de verificación de dicha tolerancia.

d) Se define como elemento de referencia la superficie inferior de la brida de entrada.

e) La superficie de la marca 1 en la que apoya la marca 12 debe tener una tolerancia de paralelismo con respecto a la referencia de valor 0,01 mm.

f) El eje de la superficie cilíndrica del ajuste entre 1 y 11 debe tener una tolerancia de perpendicularidad de valor 0 mm con respecto a la referencia.

g) La superficie exterior de la brida de salida debe tener una tolerancia de perpendicularidad de valor 0,08 mm con respecto a la referencia.



VÁLVULA DE SEGURIDAD

SOLUCIÓN:

Dado que la marca 2 ajusta simultáneamente con varias piezas, el sistema de ajuste más adecuado será el de eje base.

1. Ajuste entre marcas 2 y 11.

Para el ajuste entre las marcas 2 y 11 se tiene:

$$D = 16 \text{ mm} \qquad JM = 20\ \mu\text{m} \qquad AM = 10\ \mu\text{m}$$

La tolerancia máxima que puede tener el ajuste indeterminado será:

$$TI = 20 + 10 = 30$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste (D = 16) serán:

$$\text{Agujero: IT7} = 18 \qquad \text{Eje: IT6} = 11$$

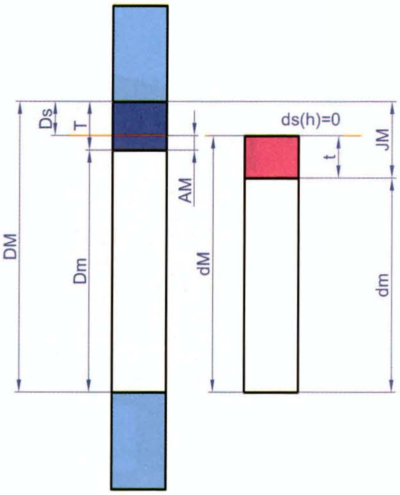


FIGURA 1. ESQUEMA DEL AJUSTE INDETERMINADO.

$$JM = 20 \geqslant Ds - di = Ds - (ds - t) = Ds - 0 + 11$$

de donde

$$Ds \leqslant 9$$

$$AM = 10 \geqslant ds - Di = ds - (Ds - T) = 0 - Ds + 18$$

de donde

$$Ds \geqslant 8$$

Se deberá cumplir que $8 \leqslant Ds \leqslant 9$, por lo que se tendrán las posiciones $Js = 9$ y el ajuste será Ø16 *Js*7 /*h*6. Dado que tanto *Js*7 como *h*6 son zonas de tolerancia preferentes, el ajuste se considera correcto. De esta forma se tendrá:

Elemento	ISO	T/t (µm)	Di/di (µm)	Ds/ds (µm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	*16 Js7*	18	–9	9	15,991	16,009
Eje	*16 h6*	11	–14	0	15,989	16,000

TI (µm)	JM (µm)	AM (µm)
29	20	9

2. Ajuste entre marcas 2 y 5.

Para el ajuste entre las marcas 2 y 5 se tiene:

Por condiciones de funcionamiento, dado que el vástago (marca 2) se debe desplazar verticalmente respecto del prensaestopas (marca 5), el ajuste debe ser un juego. El sistema que se va a considerar es el eje base, impuesto por el ajuste anterior. La tolerancia del eje deberá ser además como máximo *h*6. De esta forma,

$$D = 16 \text{ mm} \qquad JM = 70\ \mu\text{m} \qquad Jm = 15\ \mu\text{m}$$

La tolerancia máxima que puede tener el juego será:

$$TJ = 70 - 15 = 55$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D = 16$) serán, manteniendo IT6 para el eje y manteniendo dos índices de calidad de diferencia entre eje y agujero como máximo:

$$\text{Agujero: IT8} = 27 \quad \text{y} \quad \text{Eje: IT6} = 11$$

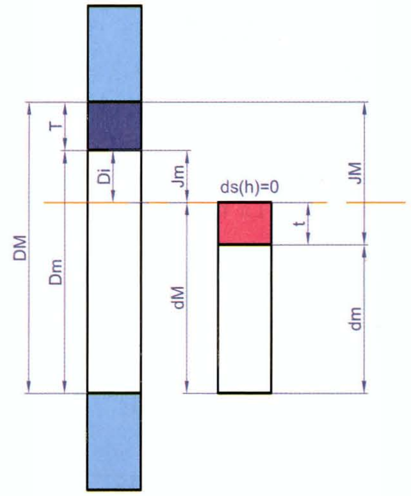


FIGURA 2. AJUSTE MARCAS 2 Y 5.

$$JM = 70 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + T + t$$

de donde

$$Di \leq 70 - T - t$$
$$Jm = 15 \leq Di - ds = Di - 0$$

de donde

$$Di \geq 15$$

por lo que se tendrá:

$$15 \leq Di \leq 70 - T - t$$

Para calidades 8 y 6:

$$15 \leq Di \leq 70 - 27 - 11 \qquad 15 \leq Di \leq 32$$

por lo que se podrá tomar la posición $F = +16$ y el ajuste sería Ø16 *F*8/*h*6, o la posición $E = +32$ y se podría tener también el ajuste Ø16 *E*8/*h*6.

De estos dos, se elegirá 16 *F*8/*h*6 porque *F*8 es zona de tolerancia preferente de mayor importancia que *E*8. Así pues, se tomará el ajuste 16 *F*8/*h*6.

Se tendrá pues:

Elemento	ISO	T/t (μm)	Di/di (μm)	Ds/ds (μm)	Dm/dm (μm)	DM/dM (μm)
Agujero	*16 F8*	27	16	43	16,016	16,043
Eje	*16 h6*	11	–11	0	15,989	16,000

TJ (μm)	Jm (μm)	JM (μm)
27 + 11 = 38	16 ≥ 15	54 ≤ 70.

3. Ajuste entre marcas 2 y 9.

Para el ajuste entre las marcas 2 y 9 se tiene:

Por condiciones de funcionamiento, dado que el vástago (marca 2) se debe desplazar solidariamente con el soporte de resorte (marca 9), el ajuste debe ser un *aprieto*. El sistema a considerar es eje base, impuesto por los ajustes anteriores. La tolerancia del eje deberá ser además como máximo *h*6. De esta forma:

$$D = 16 \qquad AM = 40 \qquad Am = 2$$

La tolerancia máxima que puede tener el aprieto será:

$$TA = 40 - 2 = 38$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste (*D* = 16) serán, manteniendo *h*6 para el eje:

$$\text{Agujero: IT7} = 18 \quad \text{y} \quad \text{Eje: IT6} = 11$$

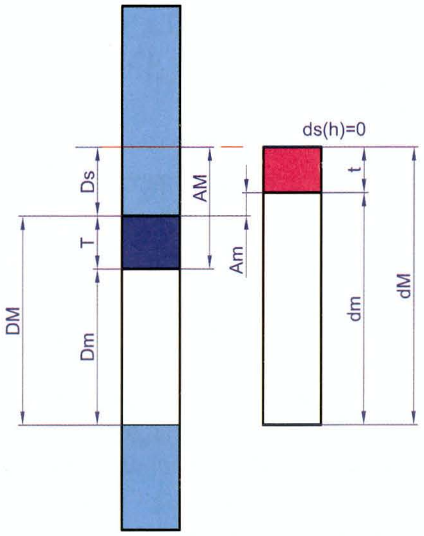


FIGURA 3. AJUSTE ENTRE MARCAS 2 Y 9.

Condiciones:

$$Am = 2 \leqslant di - Ds = (ds - t) - Ds = 0 - t - Ds$$
$$AM = 40 \geqslant ds - Di = ds - (Ds - T) = 0 - Ds + T$$

de donde:

$$T - 40 \leqslant Ds \leqslant -2 - t$$

Para calidades 7 y 6:

$$18 - 40 \leqslant Ds \leqslant -2 - 11 \qquad -22 \leqslant Di \leqslant -13$$

por lo que se podrá tomar la posición $S = -21$ y el ajuste sería Ø16 *S7/h6*, o la posición $R = -16$ y se podría tener también el ajuste Ø16 *R7/h6*.

De estos dos, tanto *S7* como *R7* son zonas de tolerancia preferente de igual importancia, por lo que de los dos ajustes se elegirá el que tenga mayor tolerancia. Veamos cuál es:

Para Ø16 *S7/h6*:

Elemento	ISO	T/t (µm)	Di/di (µm)	Ds/ds (µm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	*16 S7*	18	–39	–21	15,961	15,979
Eje	*16 h6*	11	–11	0	15,989	16,000

TA (µm)	Am (µm)	AM (µm)
18 + 11 = 29	10 ⩾ 2	39 ⩽ 40

Para 16 *R7/h6*:

Elemento	ISO	T/t (µm)	Di/di (µm)	Ds/ds (µm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	*16 R7*	18	–34	–16	15,966	15,984
Eje	*16 h6*	11	–11	0	15,989	16,000

TA (µm)	Am (µm)	AM (µm)
18 + 11 = 29	5 ⩾ 2	34 ⩽ 40

Para los dos ajustes la tolerancia de aprieto es 29, por lo que, dado que tanto *S7* como *R7* son zonas de tolerancia preferentes, y dado que los ajustes Ø16 *S7/h6* y Ø16 *R7/h6* tienen ambos la misma tolerancia, se podrá elegir indistintamente cualquiera de ellos. Por ejemplo, se elige el ajuste Ø16 *R7/h6*.

La dimensión nominal de los espárragos de marca 13 es 10 mm. No se considera tolerancia dimensional (el enunciado dice que se debe despreciar), por lo que se considerará la condición más desfavorable de montaje la dimensión nominal. Los agujeros pasantes de la marca 12 tienen una dimensión de Ø11*H*13, a los que corresponde una condición de máximo material de 11. Para garantizar el montaje se tendrá una zona de tolerancia de posición de valor Ø11 – Ø10 = Ø1, que se deberá repartir a partes iguales para la posición de los agujeros pasantes de la marca 12 y para los taladros roscados que sirven para fijar los espárragos en la marca 1. Así pues, para la marca 12 se

establecerá una tolerancia de posición de valor Ø0,5 para los seis agujeros pasantes de Ø11*H*13. Como en el montaje de las marcas 12 y 1 existe un ajuste en la cota de Ø80, se establecerá este elemento como referencia. Se considera conción de máximo material en la referencia y en los agujeros pasantes a los que se aplica la tolerancia de posición.

Para los agujeros roscados de la marca 1 se aplica una tolerancia de posición de valor Ø0,5, aplicando una zona de tolerancia proyectada de altura 40 que corresponde a la altura del espárrago de marca 13. Se considera condición de máximo material de la zona de tolerancia proyectada la del espárrago. Se considera también como referencia el elemento de Ø80 en condición de máximo material.

La dimensión de la parte no roscada de los tornillos de unión entre bridas es Ø18*g*6. La condición más desfavorable de montaje es el máximo material, correspondiente a 18 – 0,006 = 17,994 mm. Los agujeros pasantes de las bridas de la marca 1 tienen una dimensión de Ø20*H*13, a los que corresponde una condición de máximo material de 20. Para garantizar el montaje se tendrá una zona de tolerancia de posición de valor Ø20 – Ø17,994 = Ø2,006 para cada uno de los agujeros pasantes de la marca 1. Así pues, la tolerancia de posición que se habrá de establecer en la marca 1 será de valor Ø2,006 para los agujeros pasantes de las dos bridas, distribuidos a 90° en un círculo de Ø140. Dado que los agujeros pasantes están sujetos a tolerancia dimensional, se debe considerar condición de máximo material.

Las demás tolerancias geométricas y dimensionales son de representación directa sobre el plano de despiece. Aquellas tolerancias geométricas que afectan a elementos con dimensiones afectadas por tolerancias dimensionales deben establecerse en condición de máximo material.

El calibre de verificación de la tolerancia de posición de los agujeros pasantes de las bridas estará formado por un disco en el que se sitúan cuatro tetones macizos de diámetro 20 – 2,006 = = 17,994 mm situados sobre un círculo de diámetro 140 mm y separados entre sí 90° (figura 4).

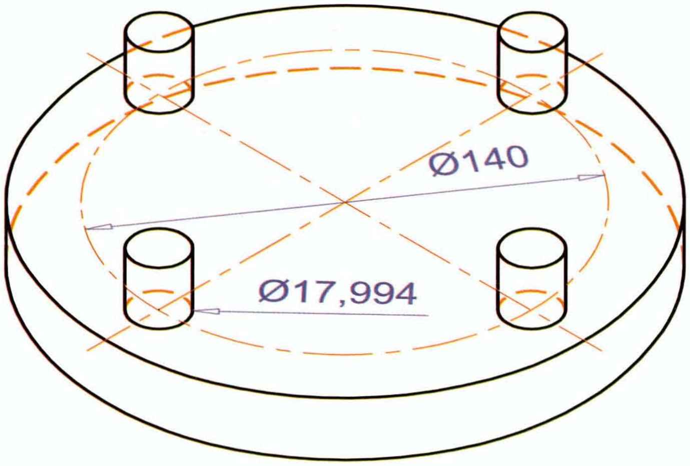
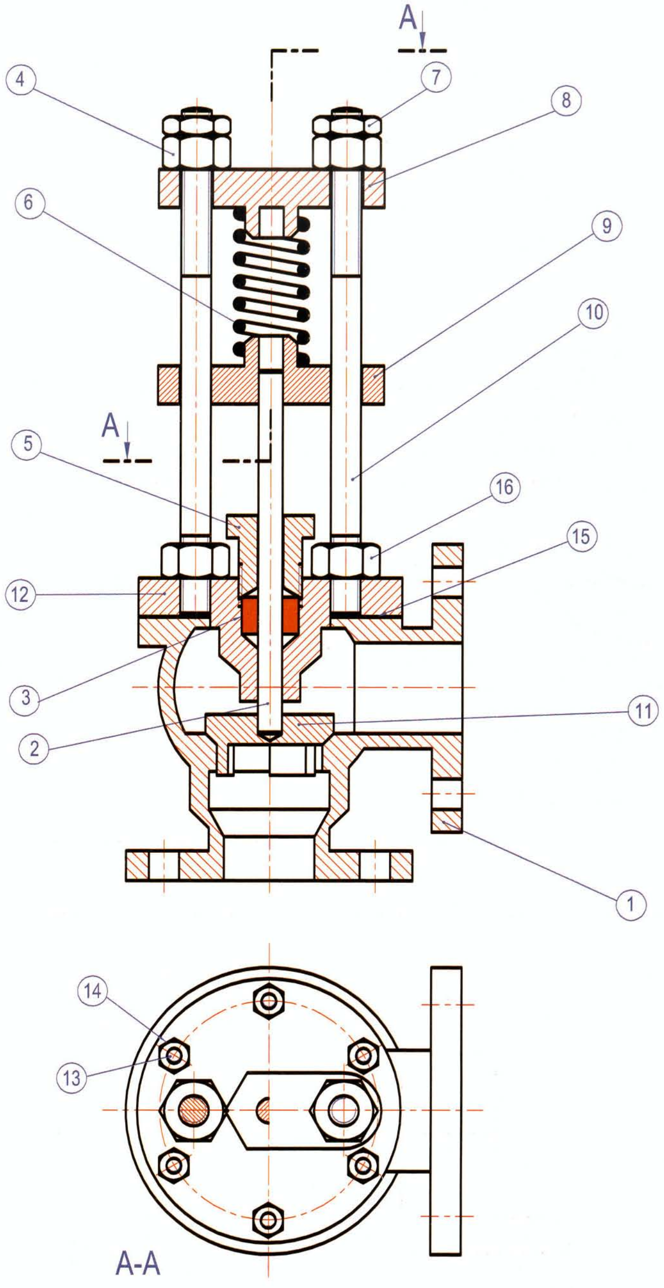


FIGURA 4. CALIBRE PARA LA VERIFICACIÓN DE LA POSICIÓN DE LOS AGUJEROS PASANTES DE LA BRIDA.



N.piezas	Denominación	Marca	Plano N.	Modelo	Material
2	Tuerca	16		M20 DIN934	Acero
1	Junta	15	17.11		Caucho
6	Tuerca	14		M10 DIN934	Acero
6	Espárrago	13		M10x40 UNE 17084-66	Acero
1	Tapa	12	17.10		Acero
1	Cierre	11	17.09		Bronce
2	Espárrago	10			Acero
1	Soporte de resorte	9	17.08		Acero
1	Puente	8	17.07		Acero
2	Contratuerca	7		M20 DIN936	Acero
1	Resorte	6	17.06		Acero

N.piezas	Denominación	Marca	Plano N.	Modelo	Material
1	Prensaestopas	5	17.05		Acero
2	Tuerca	4		M20 DIN934	Acero
1	Empaquetadura	3	17.04		Caucho
1	Vástago	2	17.03		Acero
1	Cuerpo válvula	1	17.02		Fundicion

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:5			

Ingeniería Gráfica y Diseño

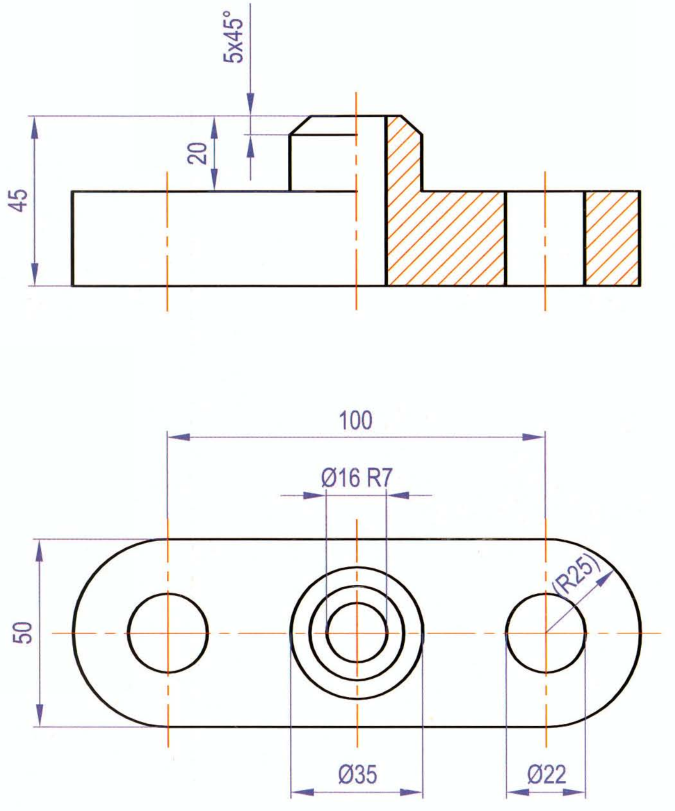
VÁLVULA DE SEGURIDAD

Idioma: es

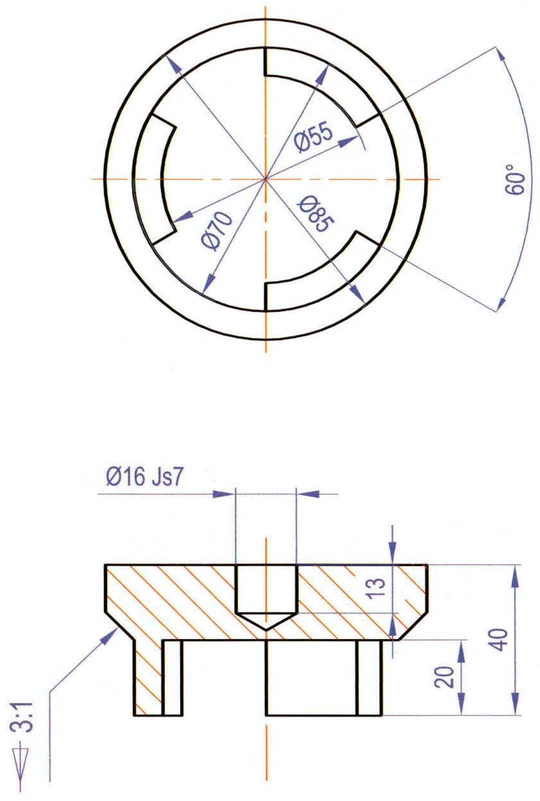
Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

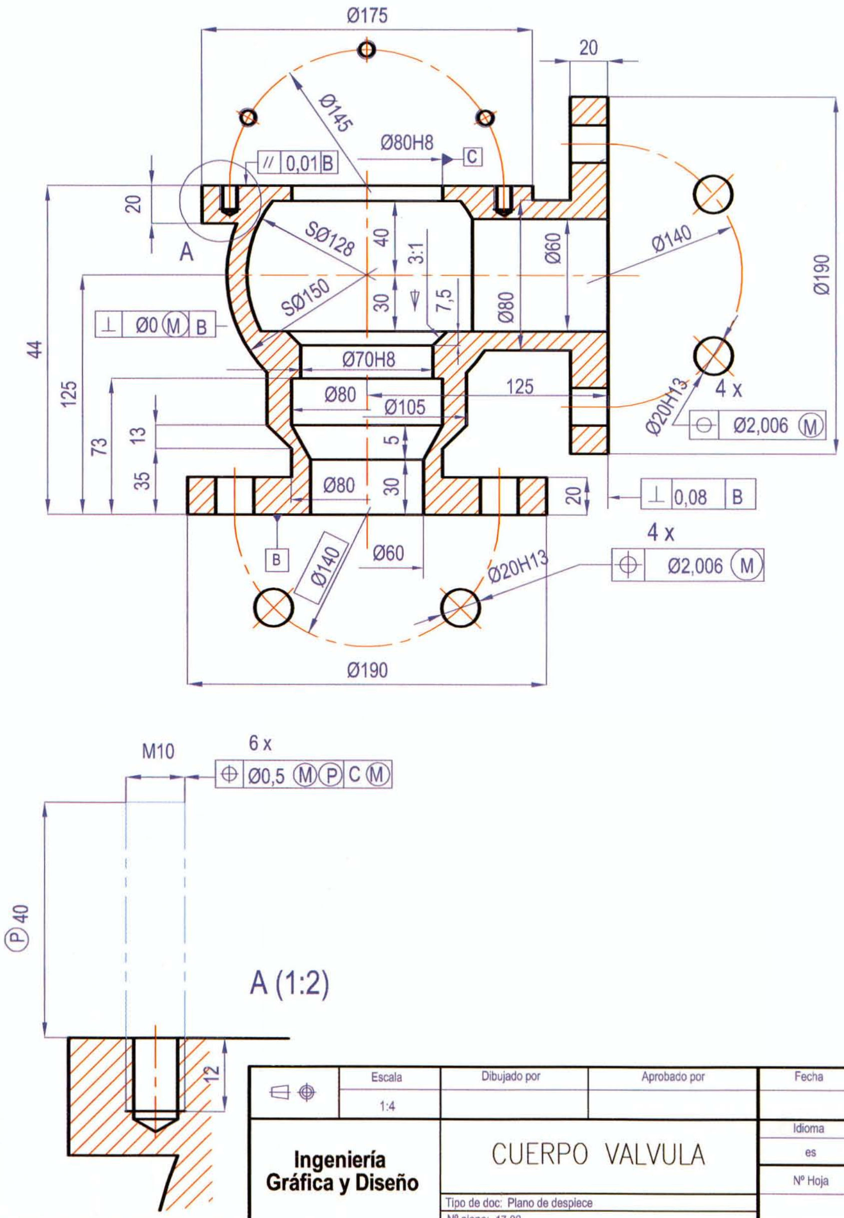
Nº plano: 15.01



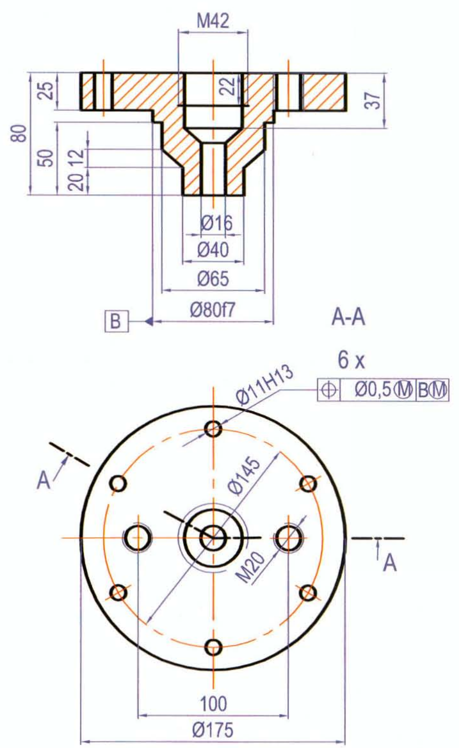
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	SOPORTE DE RESORTE			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 17.08			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	CIERRE			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 17.09			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:4			
Ingeniería Gráfica y Diseño	CUERPO VALVULA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 17.02			

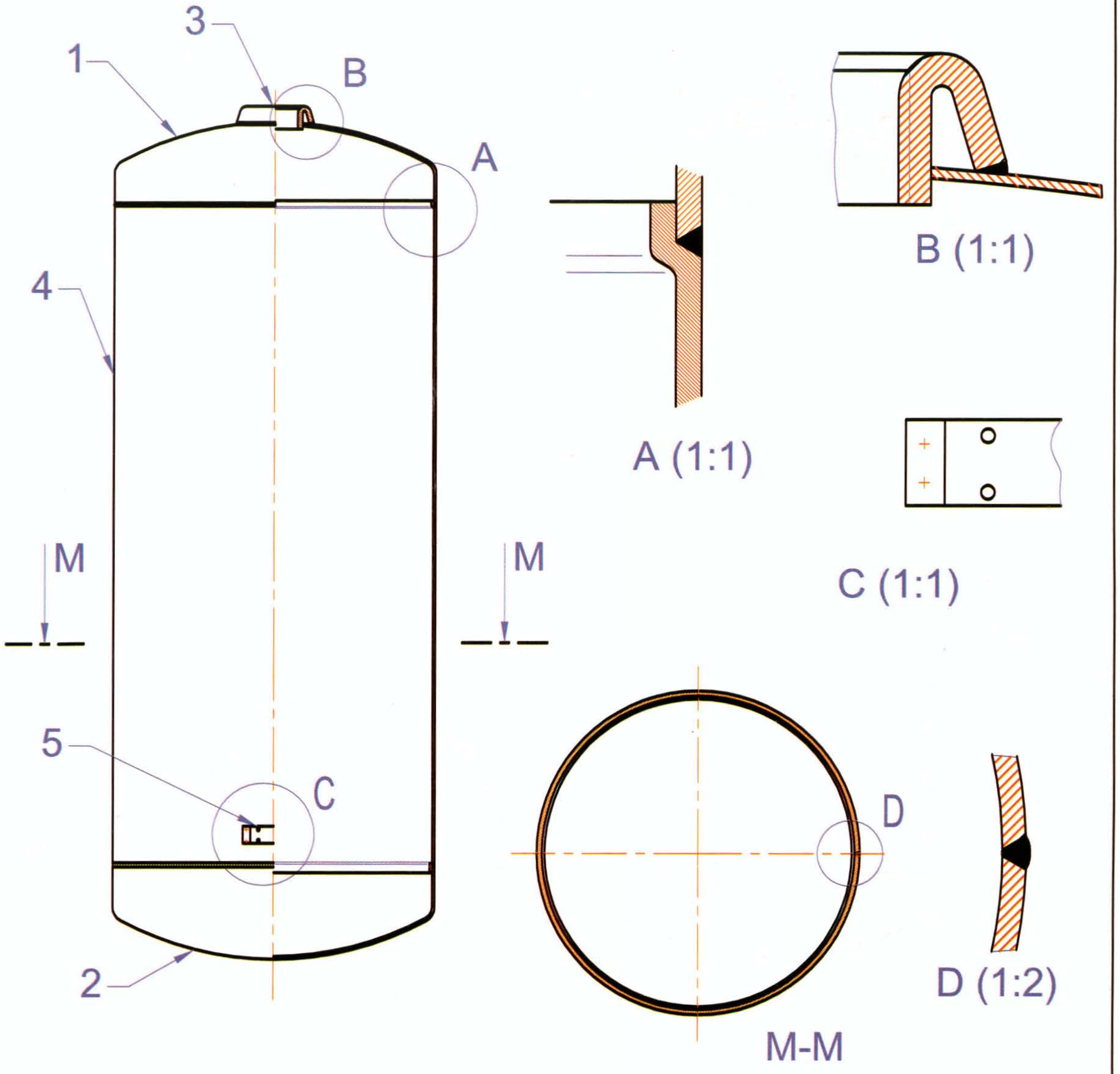


	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:5			
Ingeniería Gráfica y Diseño	TAPA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 17.10			

EXTINTOR

Dado el cojunto *extintor,* se pide:

1. Modificar el plano de conjunto para definir en él las soldaduras del montaje de los diferentes componentes, utilizando la representación simplificada de la soldadura siempre que sea posible.
2. El despiece acotado de las marcas 1 y 4.



CANT.	DESIGNACION	MARCA	MATERIAL	Nº DE PLANO
1	SOPORTE PLACA	5	AP-04	4.2
1	VIROLA	4	AP-04	4.1
1	BOQUILLA	3	AP-04	1.3
1	CUERPO INFERIOR	2	AP-04	1.2
1	CUERPO SUPERIOR	1	AP-04	1.1

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			

Ingeniería Gráfica y Diseño

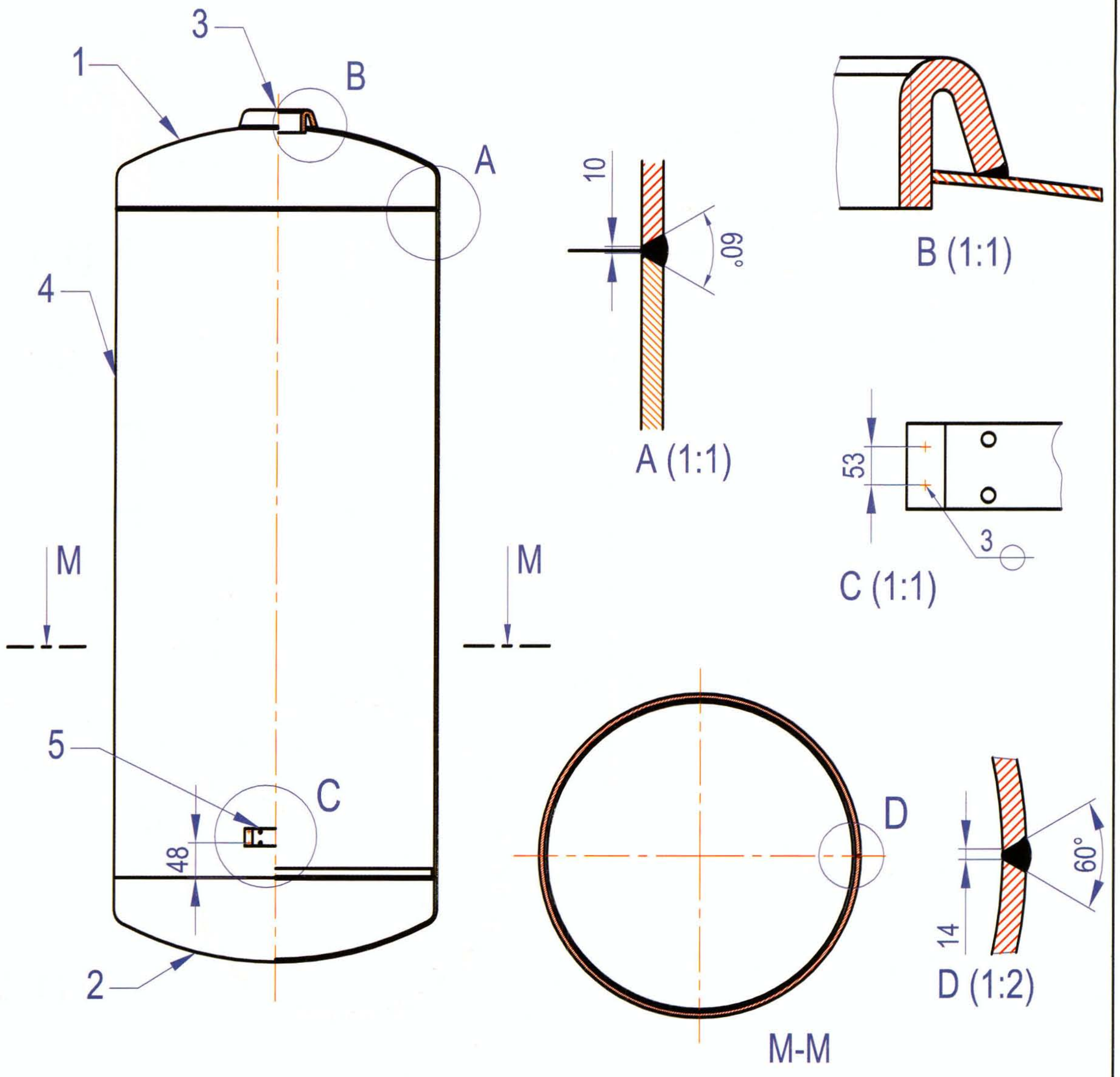
EXTINTOR PORTATIL MODELOS: X25, X50, X100

Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano:



1	SOPORTE PLACA	5	AP-04	4.2
1	VIROLA	4	AP-04	4.1
1	BOQUILLA	3	AP-04	1.3
1	CUERPO INFERIOR	2	AP-04	1.2
1	CUERPO SUPERIOR	1	AP-04	1.1
CANT.	DESIGNACION	MARCA	MATERIAL	Nº DE PLANO

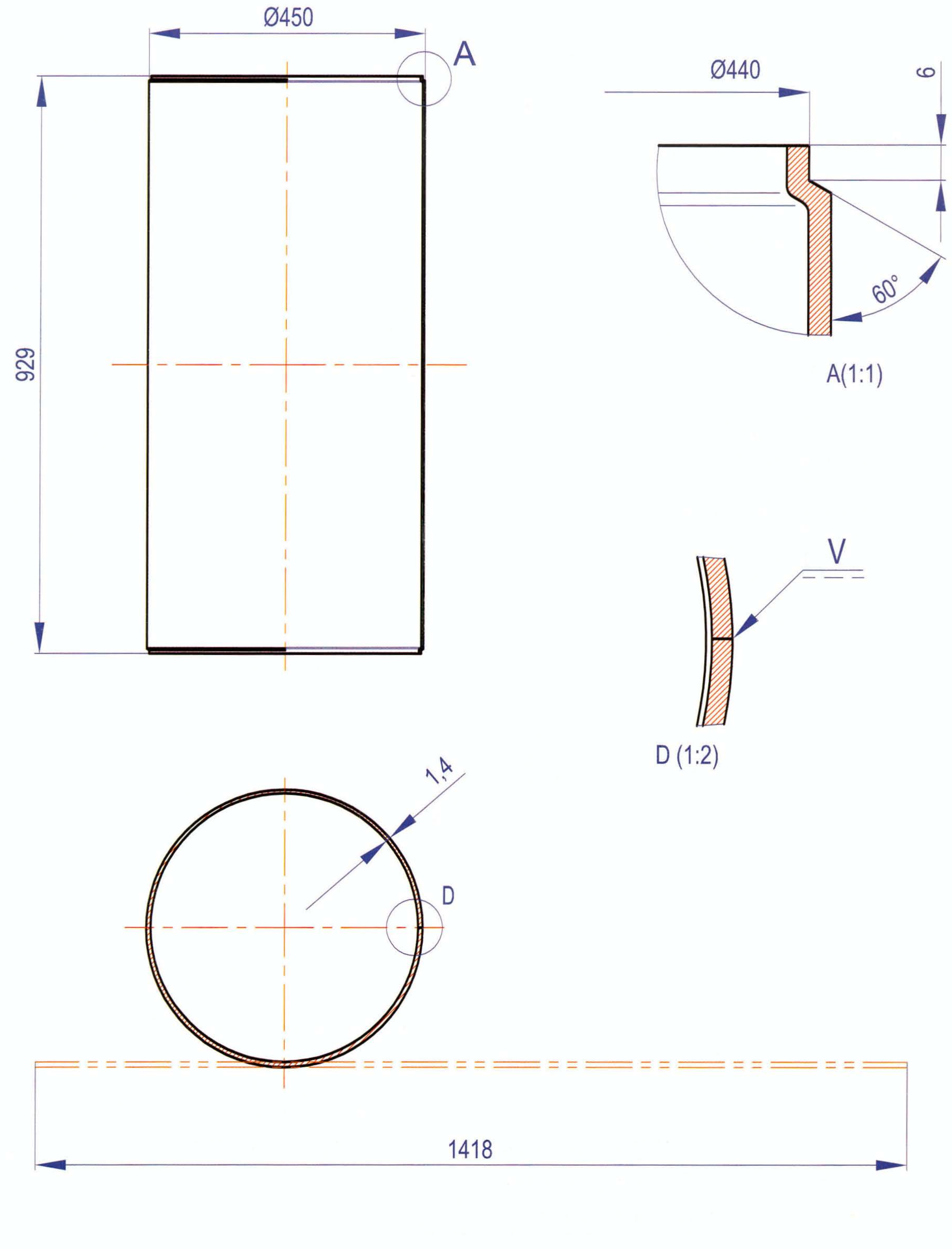
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			

Ingeniería Gráfica y Diseño

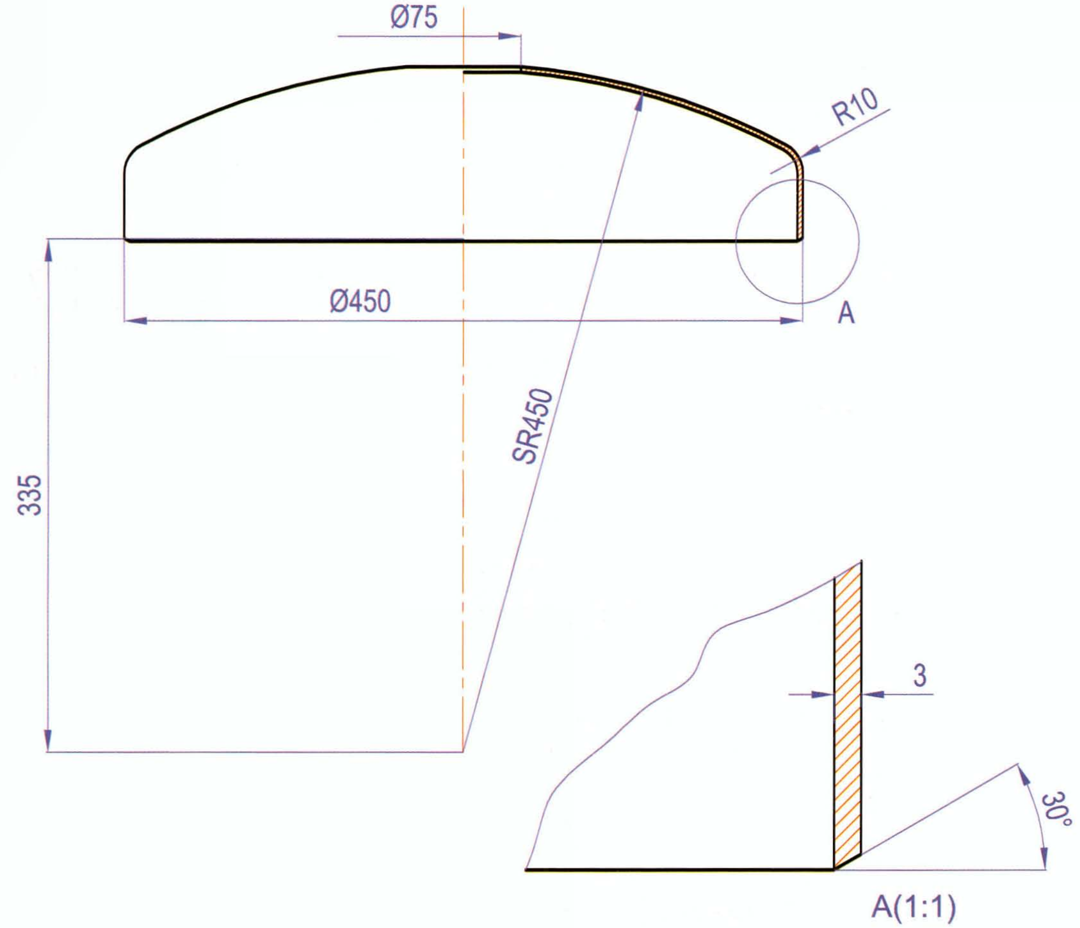
EXTINTOR PORTATIL MODELOS:
X25, X50, X100

Tipo de doc: Plano de conjunto
Nº plano: EXT2

Idioma: es
Nº Hoja



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			
Ingeniería Gráfica y Diseño	Virola			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 4.1			



Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:5			

Ingeniería Gráfica y Diseño	Cuerpo Superior	Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece	Nº Hoja
	Nº plano:	

Maquinilla de afeitar

Del conjunto *maquinilla de afeitar* se pide:

1. Explicar el funcionamiento del conjunto.
2. Realizar los despieces acotados de las marcas 3, 8, 16, 17 y 22.
3. Determinar el ajuste ISO existente entre las marcas 3 y 22, sabiendo que no debe ser inferior a 0 ni superior a 25 mm, y que el sistema de ajuste es eje base. Es necesario justificar adecuadamente la elección del tipo de ajuste (juego, aprieto o indeterminado).
4. Determinar el ajuste ISO existente entre las marcas 8 y 10, sabiendo que no debe ser inferior a 0 ni superior a 25 mm, y que el sistema de ajuste es agujero base. Es necesario justificar adecuadamente la elección del tipo de ajuste (juego, aprieto o indeterminado).
5. Determinar la tolerancia geométrica de simetría entre la marca 22 y la marca 8 para que se pueda verificar el perfecto acoplamiento de ellas.

1. Funcionamiento.

La maquinilla de afeitar posee un motor eléctrico accionado por pilas. Este motor tiene un eje de salida que acopla en la marca 20, soporte de corredera. Dicha marca tiene a su vez montado un eje (marca 21) excéntrico con el giro que proporciona el motor eléctrico. El eje (marca 21) encaja en una ranura de la corredera (marca 8). La marca 8 está alojada en un alojamiento prismático de la marca 10. Por lo tanto, cuando el motor gira, éste arrastra al eje (marca 21), y éste a su vez arrastra a la marca 8, provocando un movimiento de traslación oscilante (figura 1).

A este mecanismo se le denomina mecanismo *de colisa* o *de corredera,* y permite transformar un movimiento de giro en una traslación.

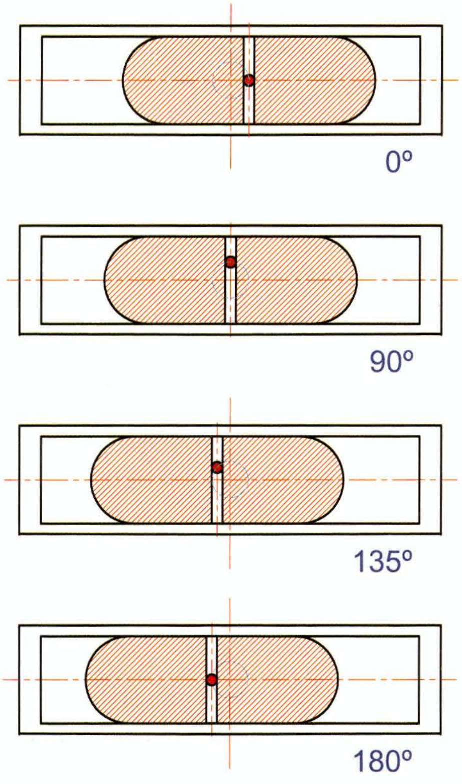


Figura 1. Movimiento de la maquinilla de afeitar. Movimiento de la corredera.

3. Ajuste entre las marcas 3 y 22.

Se trata de un aprieto, ya que las dos piezas deben estar unidas solidariamente entre sí y comportarse funcionalmente como una sola. Se toma el sistema de cálculo de eje base.

$$TA = T + t \leqslant AM - Am = 25$$

Para IT8, T = 14; para IT7, T = 10; para IT6, T = 6.
Las ecuaciones que rigen este aprieto (figura 2).

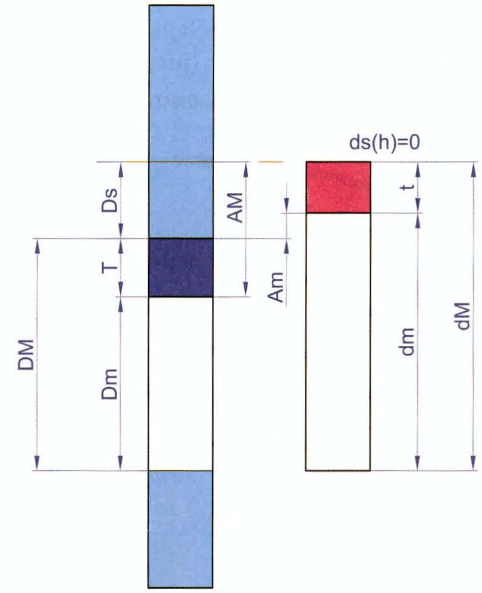


FIGURA 2. AJUSTE ENTRE MARCAS 3 Y 22.

$$Am = 0 \leqslant di - Ds = ds - t - Ds = 0 - t - Ds$$
$$AM = 25 \geqslant ds - Di = ds - Ds + T = 0 - Ds + T$$
$$T - 25 \leqslant Ds \leqslant -t$$

Probando para las diferentes combinaciones de tolerancias:
Caso 1: T = 14, t = 10.

14 – 25 ⩽ Ds ⩽ –10; –11 ⩽ Ds ⩽ –10; Ds = –10 para la posición R.

Solución: Ø2 $R8/h7$.

Caso 2: T = 14, t = 6.

14 – 25 ⩽ Ds ⩽ –6; -11 ⩽ Ds ⩽ –6; Ds = –10 para la posición R.

Solución: Ø2 $R8/h6$.

Caso 3: T = 10, t = 10.

10 – 25 ⩽ Ds ⩽ –10; –15 ⩽ Ds ⩽ –10; Ds = –10 para la posición R y Ds = –14 para la posición S.

Solución: Ø2 $R7/h7$ y Ø2 $S7/h7$.

La solución final es, valorando globalmente los ajustes, Ø2 $R7/h7$ o Ø2 $S7/h7$.

4. Ajuste entre las marcas 8 y 10.

Se trata de un juego, ya que las dos piezas tienen un movimiento relativo entre sí. Se toma como sistema de cálculo el eje base.

$$T + t \leqslant JM - Jm = 25 - 0 = 75$$

Para IT7, $T = 15$; para IT6, $T = 9$.

Las ecuaciones son:

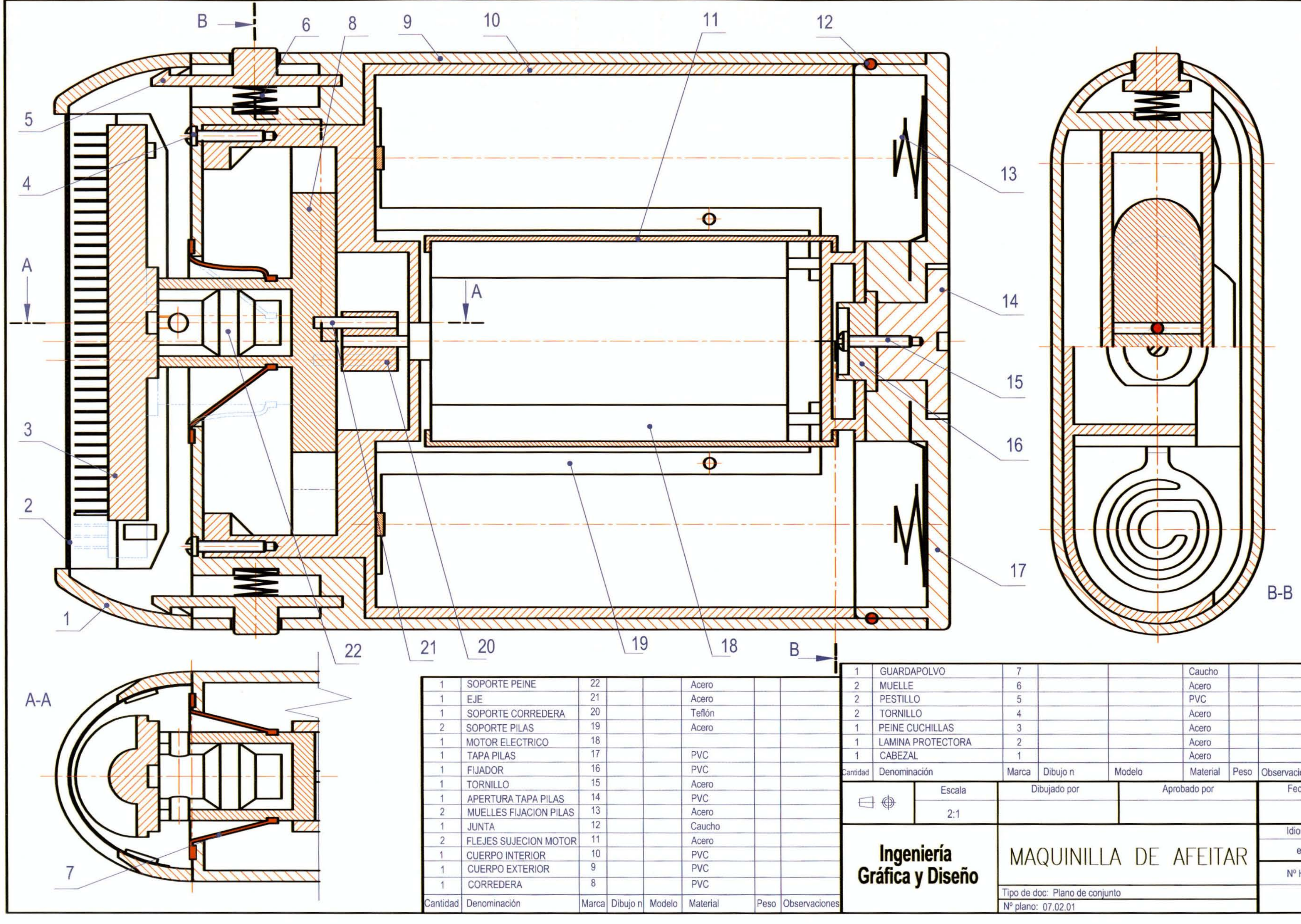
$$Jm = 0 \leq Di - ds = Di - ds = Di - 0$$
$$JM = 25 \geqslant Ds - di = Di + T - ds + t = Di + T - 0 + t$$

Caso 1: $T = 15, t = 9$.

$0 \leqslant Di \leqslant 25 - 15 - 9$; $0 \leqslant Di \leqslant 1$; $Di = 0$ para la posición *H*.

Solución: 8 *H7*/*h*6.

La solución final es 8 *H7*/*h*6.

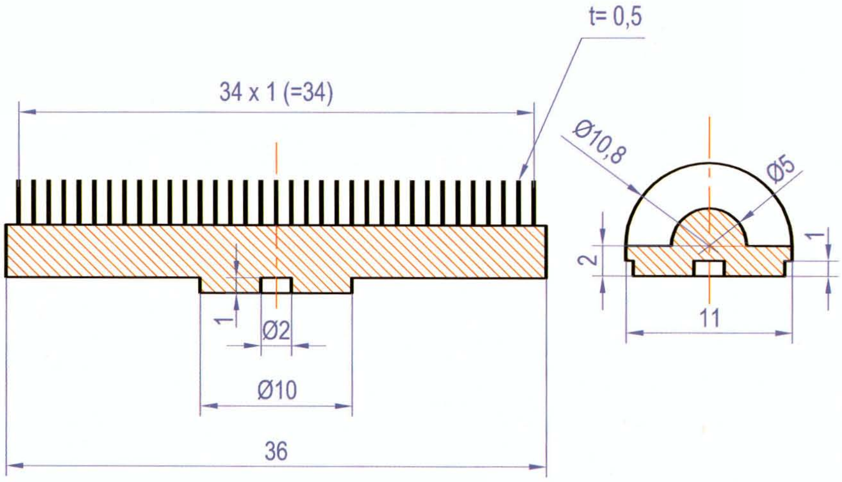


Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso	Observaciones
1	SOPORTE PEINE	22			Acero		
1	EJE	21			Acero		
1	SOPORTE CORREDERA	20			Teflón		
2	SOPORTE PILAS	19			Acero		
1	MOTOR ELECTRICO	18					
1	TAPA PILAS	17			PVC		
1	FIJADOR	16			PVC		
1	TORNILLO	15			Acero		
1	APERTURA TAPA PILAS	14			PVC		
2	MUELLES FIJACION PILAS	13			Acero		
1	JUNTA	12			Caucho		
2	FLEJES SUJECION MOTOR	11			Acero		
1	CUERPO INTERIOR	10			PVC		
1	CUERPO EXTERIOR	9			PVC		
1	CORREDERA	8			PVC		

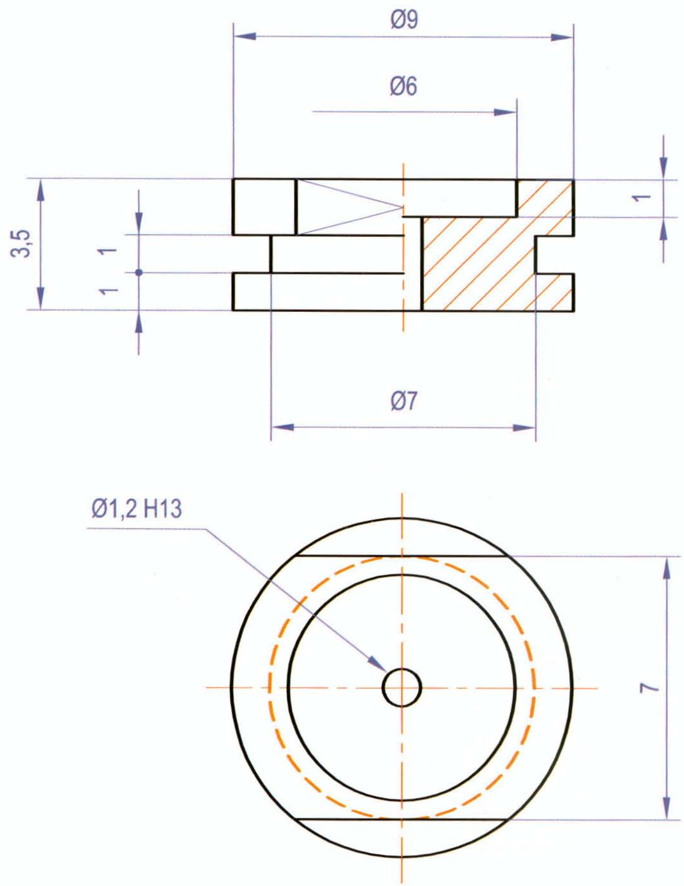
Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso	Observaciones
1	GUARDAPOLVO	7			Caucho		
2	MUELLE	6			Acero		
2	PESTILLO	5			PVC		
2	TORNILLO	4			Acero		
1	PEINE CUCHILLAS	3			Acero		
1	LAMINA PROTECTORA	2			Acero		
1	CABEZAL	1			Acero		

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	2:1			

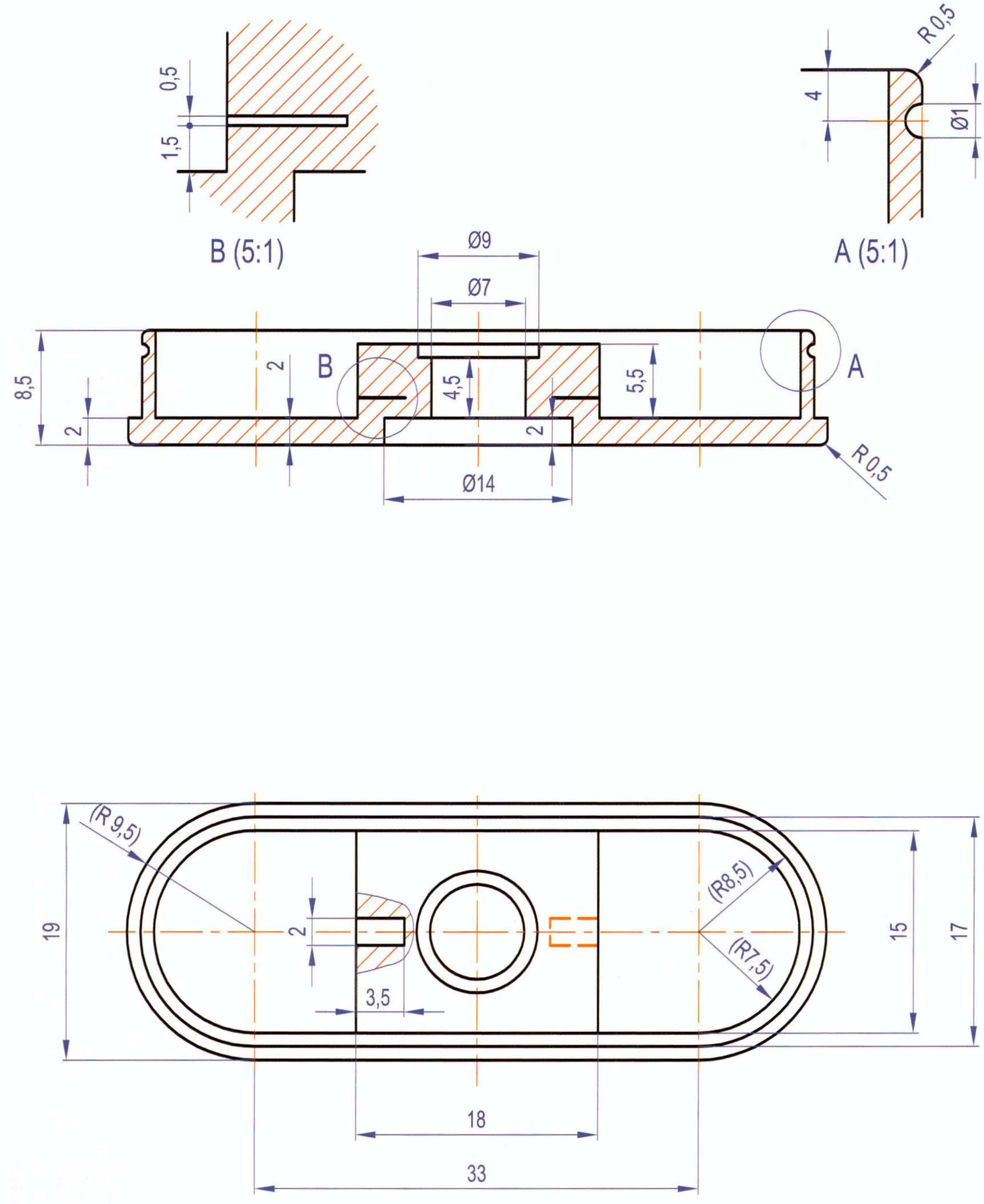
Ingeniería Gráfica y Diseño	MAQUINILLA DE AFEITAR	Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de conjunto Nº plano: 07.02.01	Nº Hoja



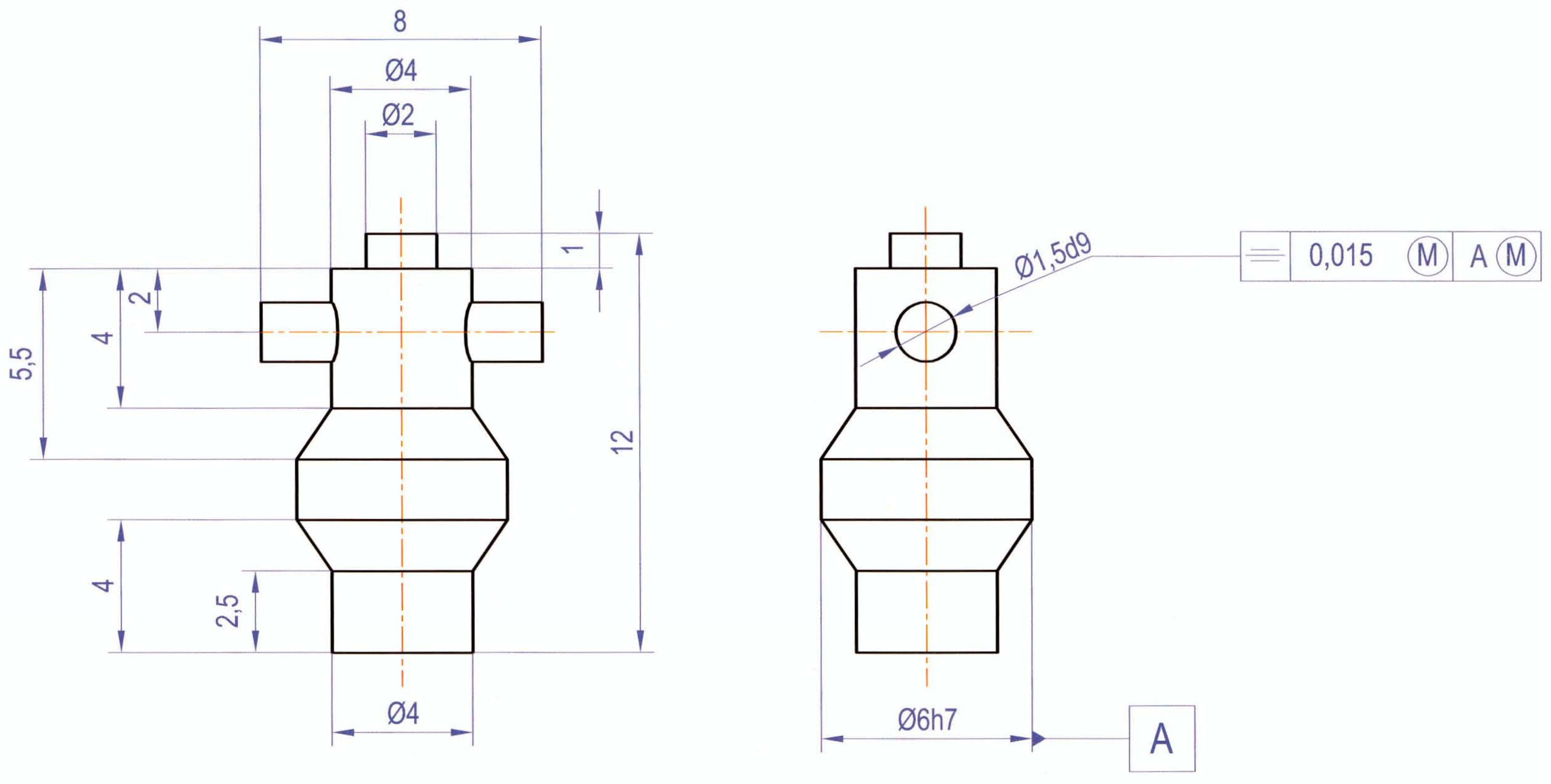
Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
2:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	PORTACUCHILLAS		Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
	Nº plano: 97.02.02		



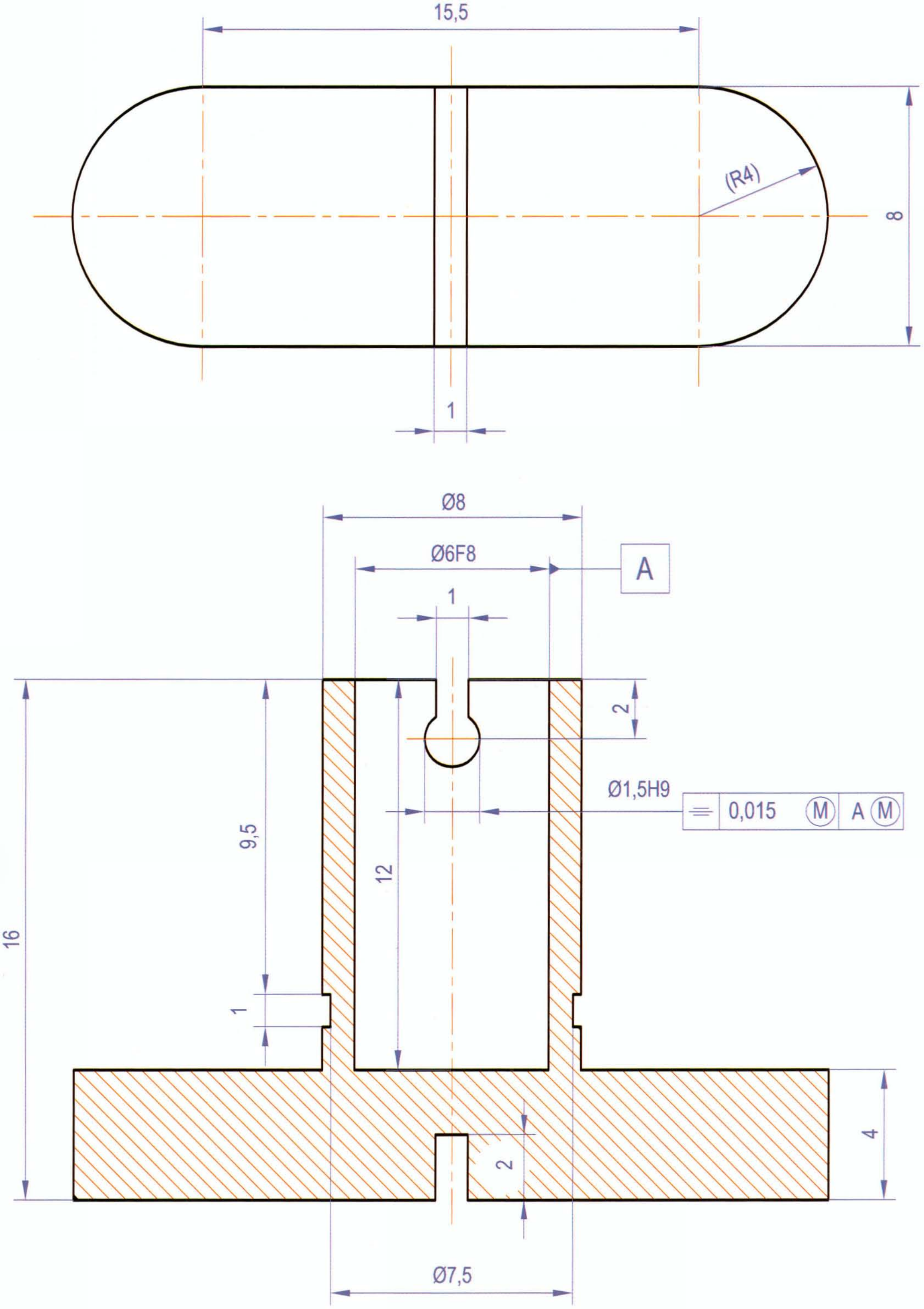
Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
5:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	FIJADOR		Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
	Nº plano: 97-02-05		



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	2:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		TAPA INFERIOR		Idioma
				es
				Nº Hoja
		Tipo de doc: Plano de despiece		
		Nº plano: 97-02-04		



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	5:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	EJE PORTACUCHILLAS			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 97.02.03			



	Escala 5:1	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño		CORREDERA		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 97.02.06		

Soporte para polea

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
3. Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto, siguiendo las indicaciones del mismo.
4. Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 2, 3, 4 y 5.

Solución:

Rodamientos:

Tipo de rodamientos: rodamientos de bolas a rótula.

Dimensiones medidas:

d = 77,5 mm   D = 170 mm   b = 56 mm

Posibilidades:

Modelo 2315: d = 75 mm   D = 160 mm   b = 55 mm
Modelo 2316: d = 80 mm   D = 170 mm   b = 58 mm

Se considera como más aproximado el modelo 2316, aunque en las soluciones se indican también las dimensiones para el 2315:

- Si se elije el modelo 2316:

Tuerca: M 80 × 2 UNE 18035-80
Arandela 80 UNE 18036-78: F = 10   M = 76,5

- Si se elije el modelo 2315:

Tuerca: M 75 × 2 UNE 18035-80
Arandela 75 UNE 18036-78: F = 8   M = 71,5

Chavetas:

Chaveta A 28 x 16 × 90 DIN 6886
Chaveta B 20 x 12 × 70 DIN 6886

Obturadores:

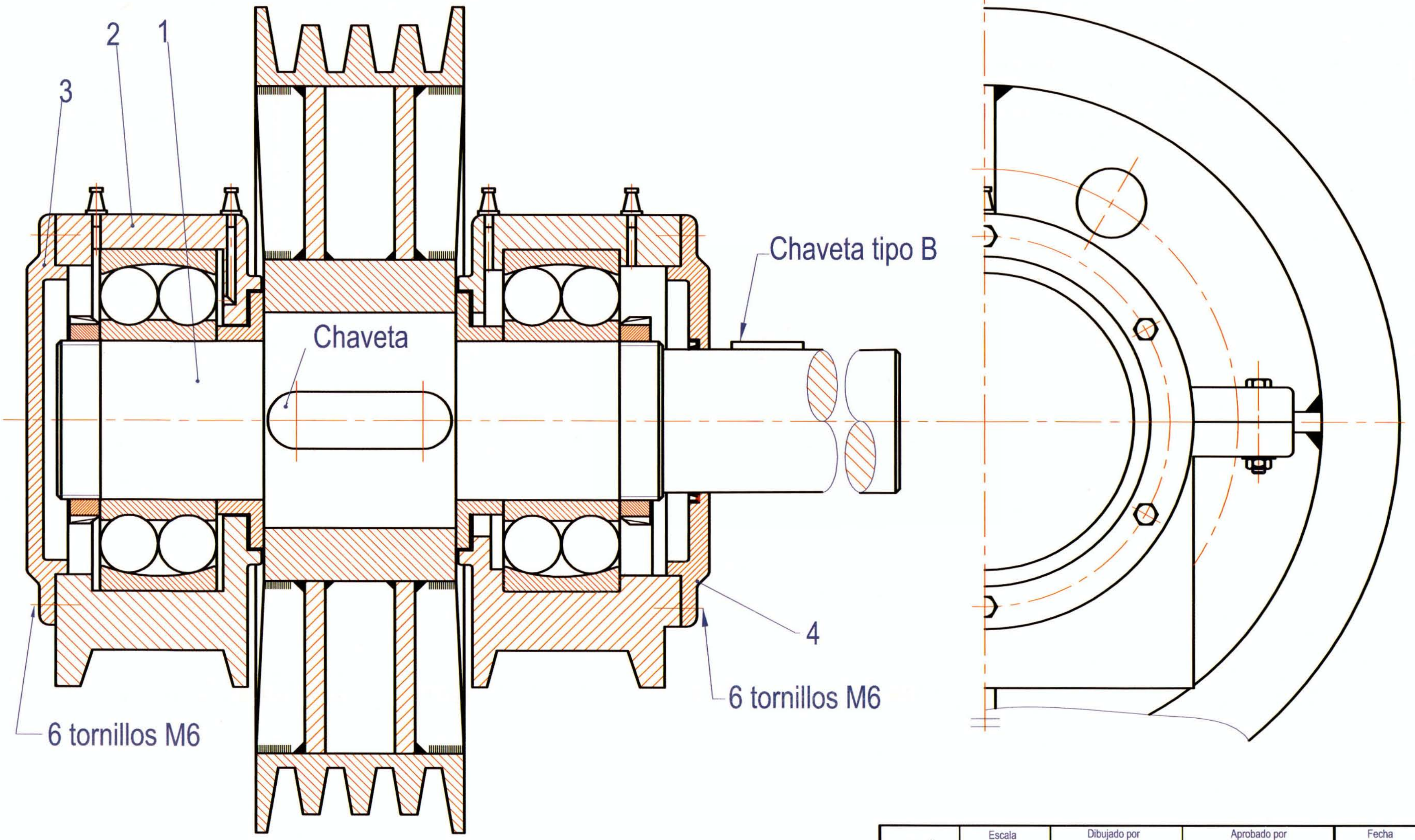
Obturador 70 × 82 × 4

Tornillos:

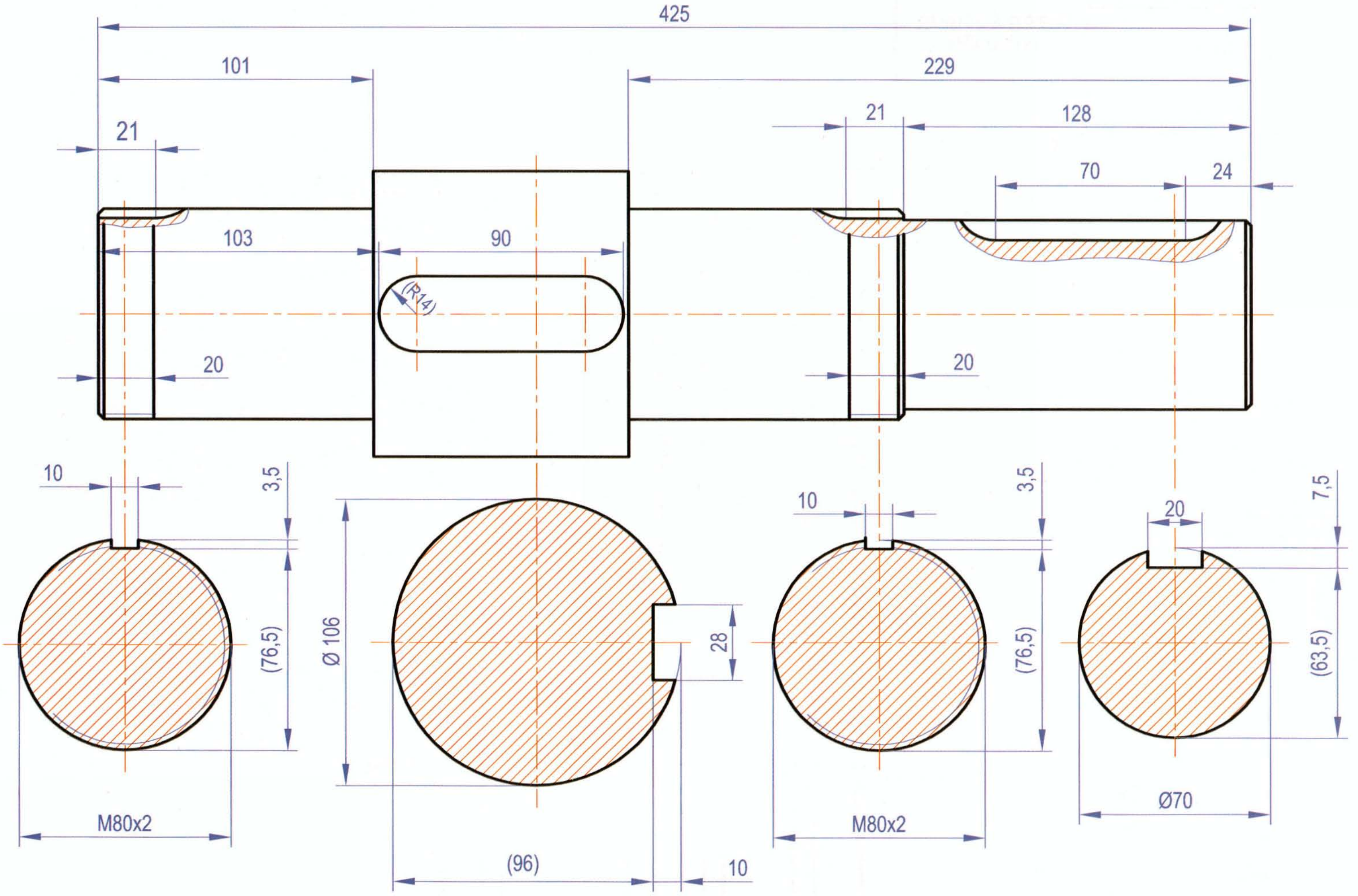
Tornillos M6

Agujero pasante:

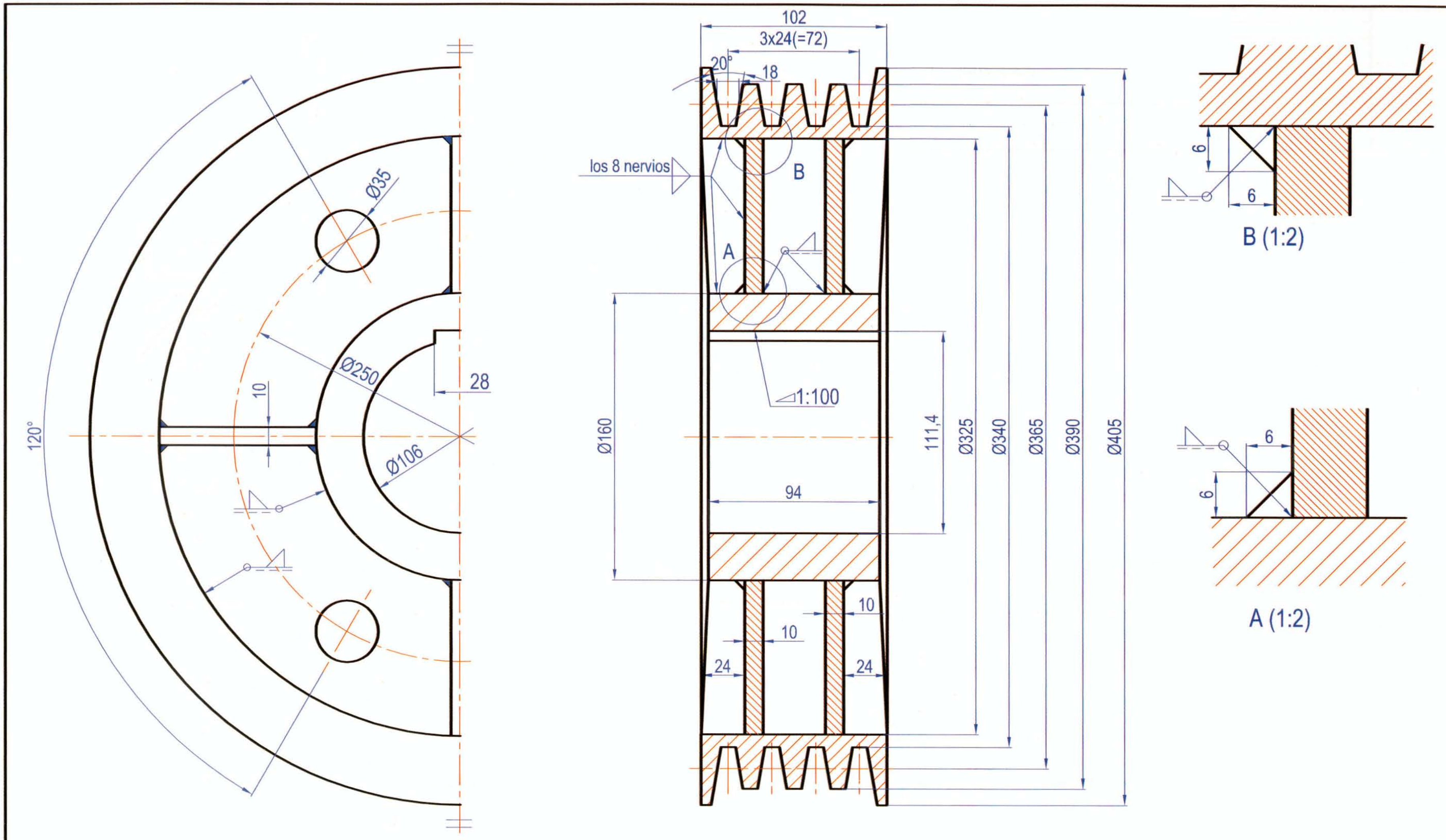
Ø6,6



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:3			
Ingeniería Gráfica y Diseño		SOPORTE POLEA		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de conjunto		Nº Hoja
		Nº plano: 18.01		

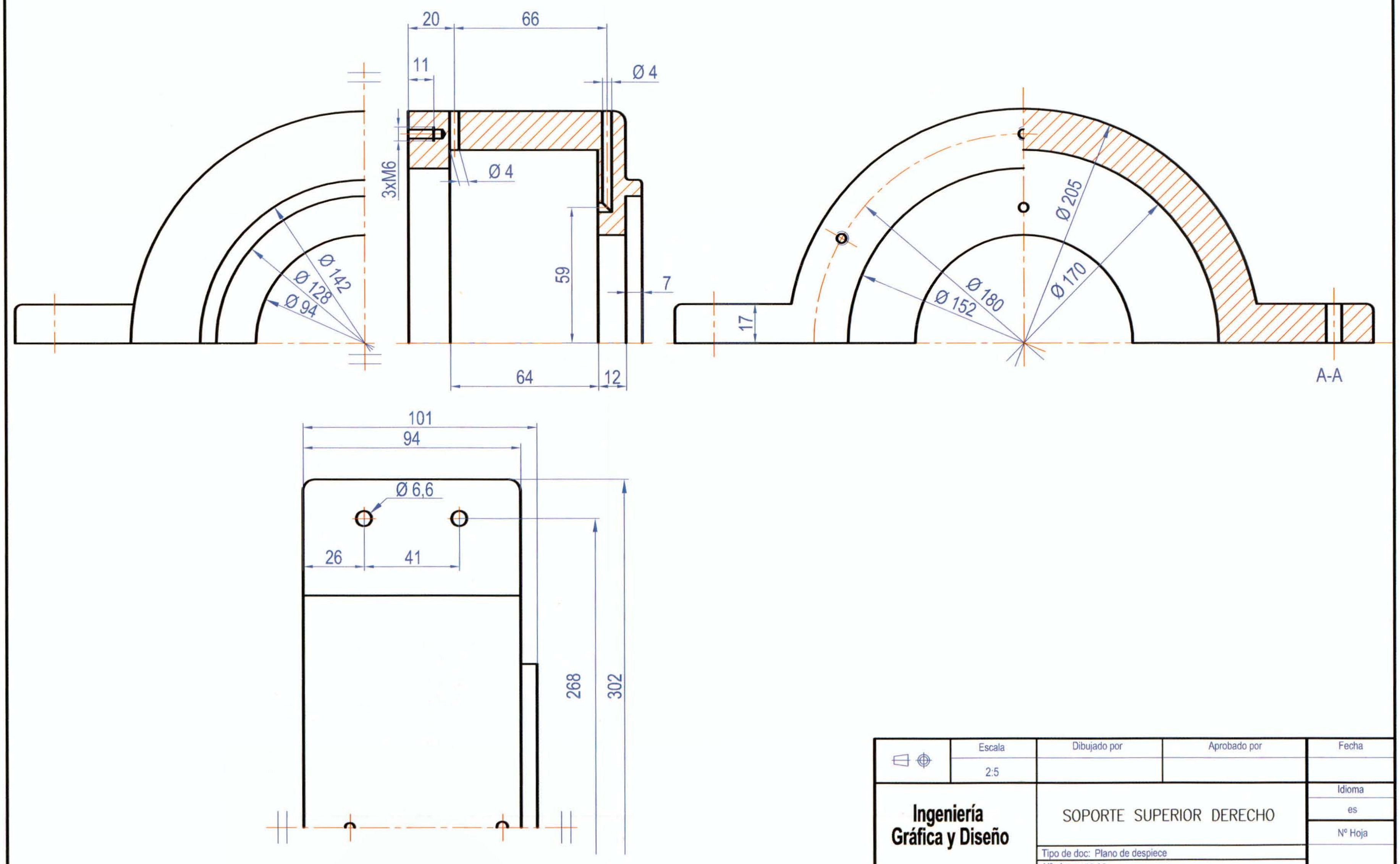


	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2,5			
Ingeniería Gráfica y Diseño		ARBOL		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 18.03		

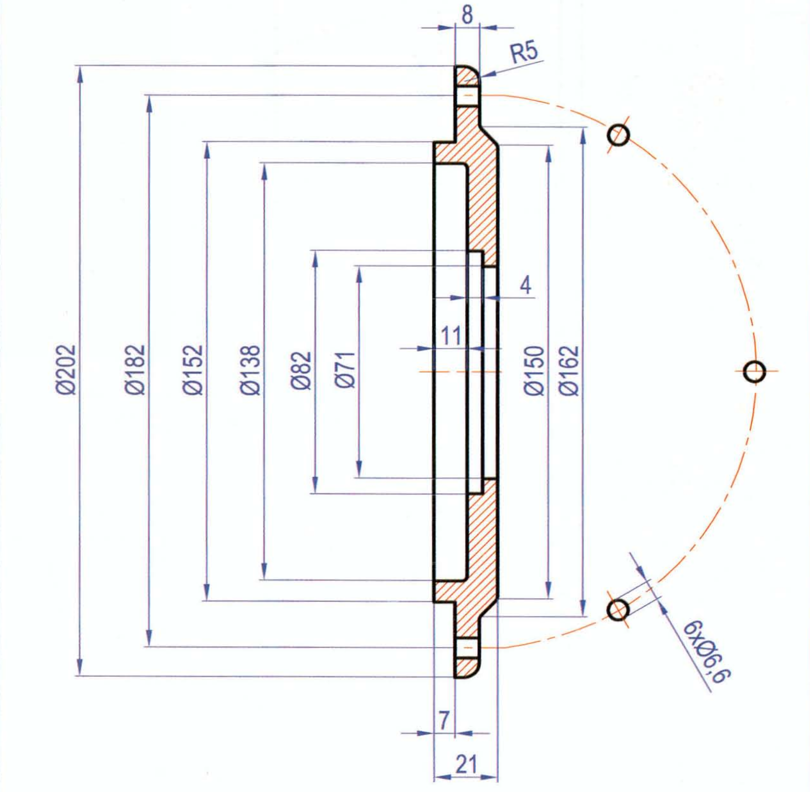


Todos los cordones sin acotar son de espesor a3

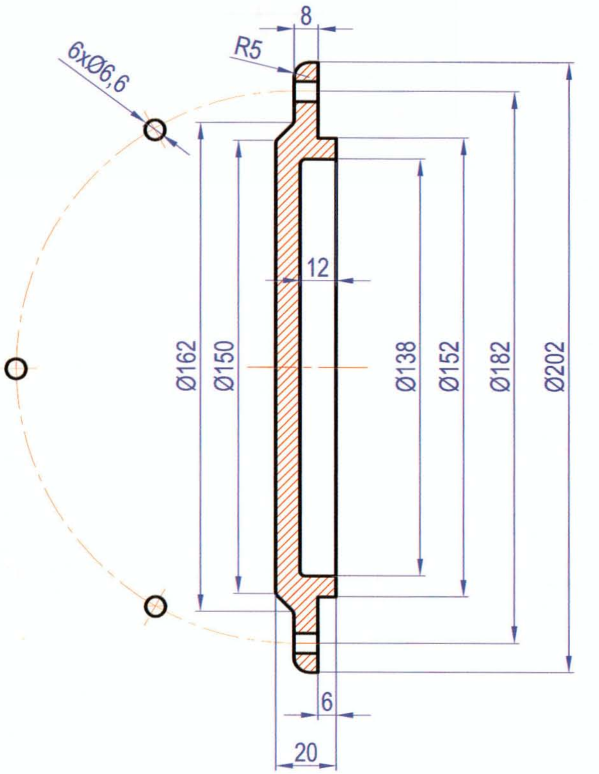
Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
3:10			
Ingeniería Gráfica y Diseño	POLEA		Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
	Nº plano: 18.02		



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	2:5			
Ingeniería Gráfica y Diseño		SOPORTE SUPERIOR DERECHO		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 18.06		



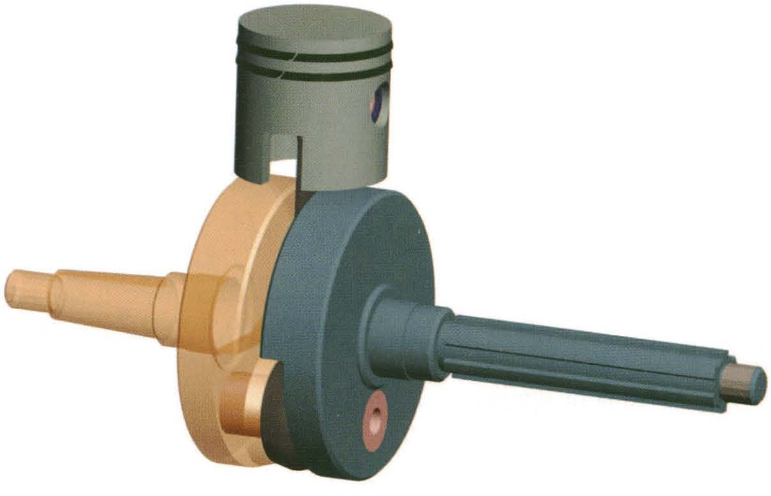
Escala 1:2,5	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño	TAPA		Idioma es
	Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
	Nº plano: 18.04		



Escala 1:2,5	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño	TAPA SALIDA ARBOL		Idioma es
	Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
	Nº plano: 18.05		

MOTOR DE MOTOCICLETA

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
3. Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto.
4. Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 6, 2 y 5, utilizando la representación de piezas fabricadas con moldes para la biela y para el pistón, sabiendo que la biela es forjada y el pistón es de función. Para estas dos piezas, definir y representar la línea de partición y los ángulos de salida de valor 10°.
5. Para ambas piezas se considera un estado superficial general de *Ra* de 12,5 micrómetros. Los alojamientos del bulón en el pistón se tornean con *Ra* de valor 0,003 mm, y la superficie lateral del pistón se rectifica hasta alcanzar *Ra* 1,6 micrómetros. Los alojamientos de las coronas de agujas de la biela se tornean con *Ra* de 0,0016 mm. Representar los estados superficiales de dichas piezas.



MOTOR DE MOTOCICLETA

Los motores de dos tiempos realizan dos carreras de pistón. Todo el movimiento correspondiente a la admisión, compresión, explosión y escape lo realizan en dos ciclos o tiempos como se describe a continuación:

- Primer tiempo: el pistón desciende por el cilindro y se inicia la combustión al encenderse la bujía situada en la zona superior del cilindro. Simultáneamente se introduce combustible por la lumbrera de admisión y se va comprimiendo según desciende el pistón hasta que se cierra esta (figura 1A). Por otra parte, los gases de escape que se encuentran en el cilindro pueden evacuarse por la lumbrera de escape que ha quedado abierta (figura 1B).
- Segundo tiempo: se inicia el ascenso del pistón. La lumbrera de escape poco a poco se cierra. El ascenso del pistón provoca una depresión en el cárter que facilita que el cilindro se llene con el contenido de combustible del cárter. Éste se comprime hasta que se inicia de nuevo la expansión al encenderse la bujía y explosionar, iniciándose de nuevo el descenso del pistón (figura 1C).

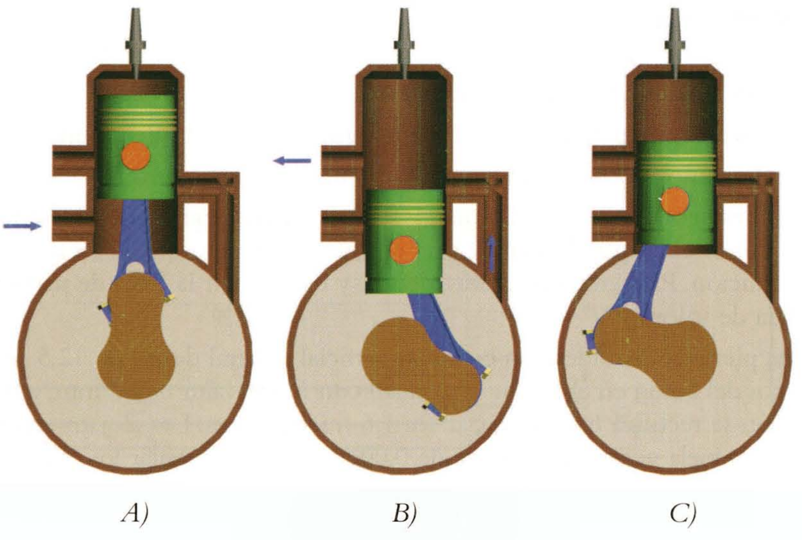


FIGURA 1. FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DE DOS TIEMPOS.

3. Elementos normalizados.

RODAMIENTOS:

Marca 12:

Modelo 6004.

Dimensiones: d = 20, D = 42, b = 12.

Medidas que determina:

Diámetro de acoplamiento con marcas 2 y 5 (d = 20).

Marca 8:

Corona de agujas.

Dimensiones: d = 12, D = 15, b = 10.

Medidas que determina:

Diámetro de exterior del bulón de marca 7 (d = 12).

Diámetro del alojamiento superior de la biela de marca 1 (D = 15).

Medidas que condiciona:

Ancho de la cabeza superior de la biela (marca 1) (>10). Se toma 11,8.

Anillo de seguridad (marca 9). Se debe elegir un anillo para alojamiento para d = 12. Se elige el anillo 12 × 1 DIN 472 con m = 1,1 y $d2$ = 12,5.

La elección de este anillo de seguridad impone sobre el pistón las cotas de m y d2 anteriormente citadas.

Marca 4:

Corona de agujas.

Dimensiones: d = 16, D = 22, b = 11.

Medidas que determina:

Diámetro de exterior de la muñequilla de marca 3 (d = 16).

Diámetro del alojamiento inferior de la biela de marca 1 (D = 22).

Medidas que condiciona:

Ancho de la cabeza inferior de la biela de marca 1 (>11). Se toma 11,8.

ANILLOS OBTURADORES:

Marca 10:

Anillo obturador 19 × 27 × 4.

Dimensiones: $d = 19$, $D = 27$, $b = 4$.

Medidas que determina:

Diámetro de acoplamiento con marcas 2 y 5 ($d = 19$).

FORMAS Y DIMENSIONES NORMALIZADAS:

Marca 2:

Extremo de eje cónico Ø16 × 40 DIN 1448.

Impone las dimensiones de la lengüeta marca 11, ya que la norma DIN 1448 indica la lengüeta que se debe utilizar.

Marca 5:

Perfil de eje nervado *B* 6 × 13 × 16 DIN 5463.

Extremo roscado con *M*10.

LENGÜETAS:

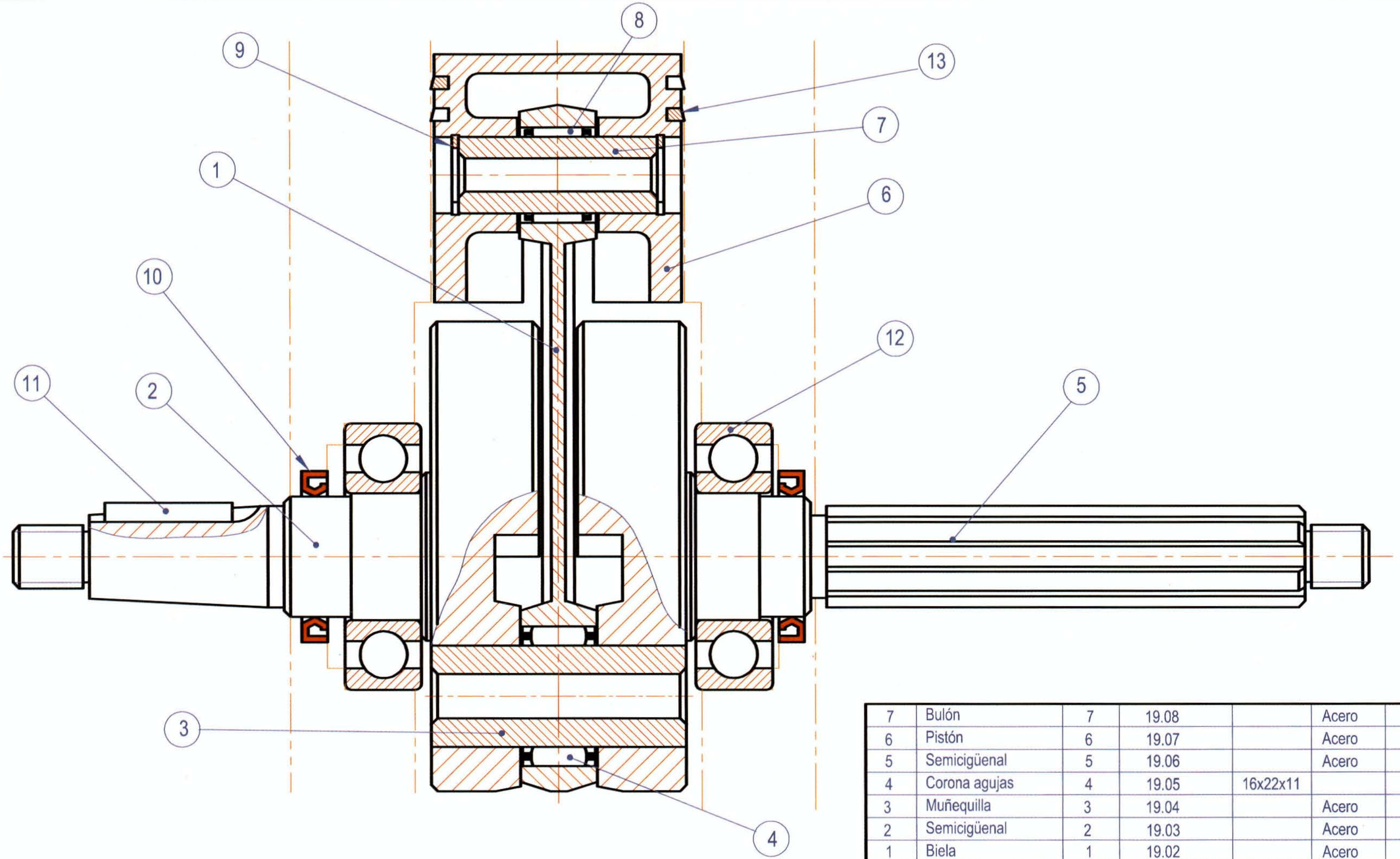
Marca 11:

Lengüeta B 3 × 3 × 20 DIN 6885.

Dimensiones: $b = 3$, $L = 20$, $t1 = 2{,}5$ (de la tabla de ejes cónicos Ø16 × 40 DIN 1448).

Medidas que determina:

Medidas de la ranura sobre la marca 2.



Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo nº	Modelo	Material	Peso
2	Segmento	13	19.09		Acero	
2	Rodamiento	12		6004		
1	Lengüèta	11		B 3x3x20 DIN6885		
2	Obturador	10		19x27x4		
2	Anillo elástico	9		12x1 DIN472		
1	Corona de agujas	8		12x15x10		
7	Bulón	7	19.08		Acero	
6	Pistón	6	19.07		Acero	
5	Semicigüenal	5	19.06		Acero	
4	Corona agujas	4	19.05	16x22x11		
3	Muñequilla	3	19.04		Acero	
2	Semicigüenal	2	19.03		Acero	
1	Biela	1	19.02		Acero	

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

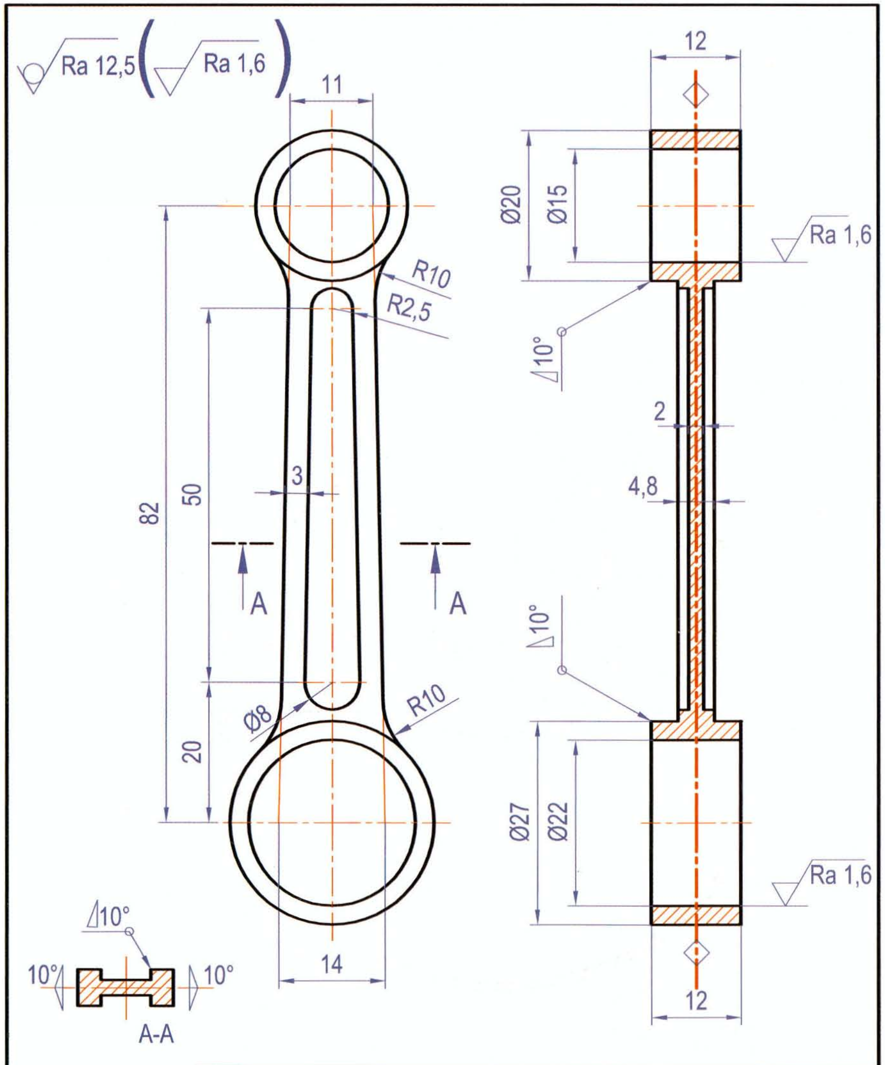
MOTOR DE MOTOCICLETA

Tipo de doc: Plano de conjunto

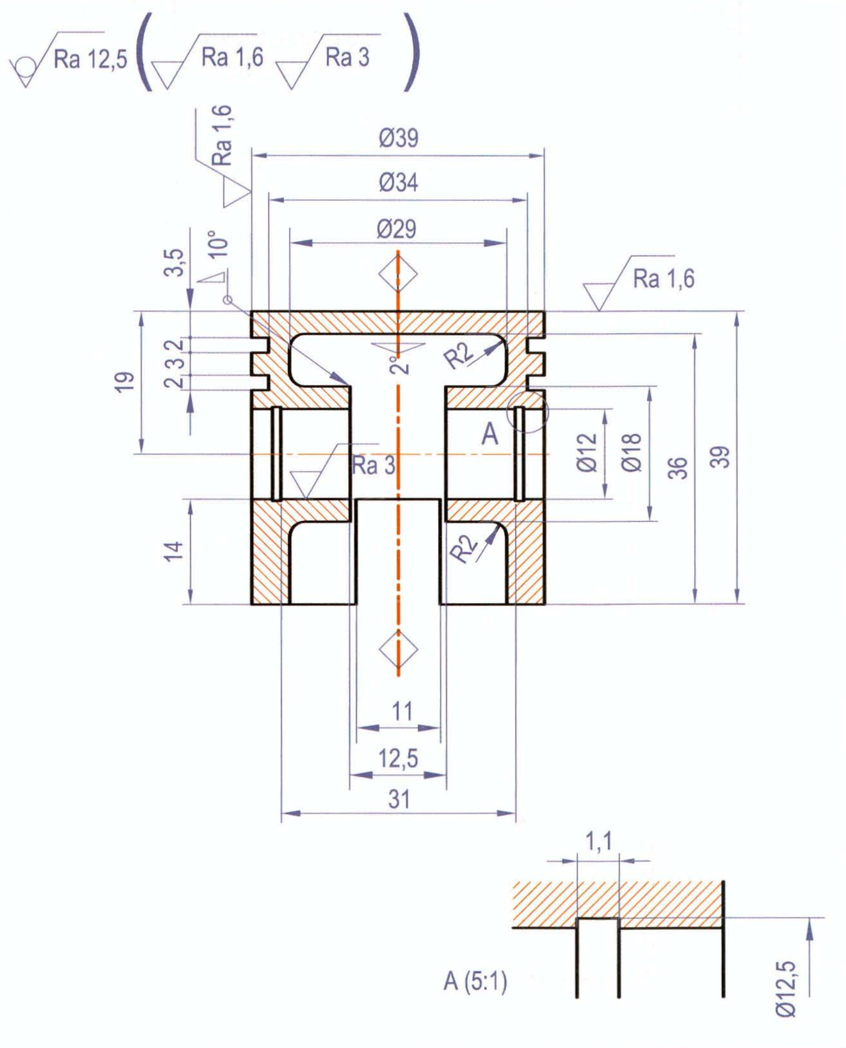
Nº plano: 19.01

Idioma: es

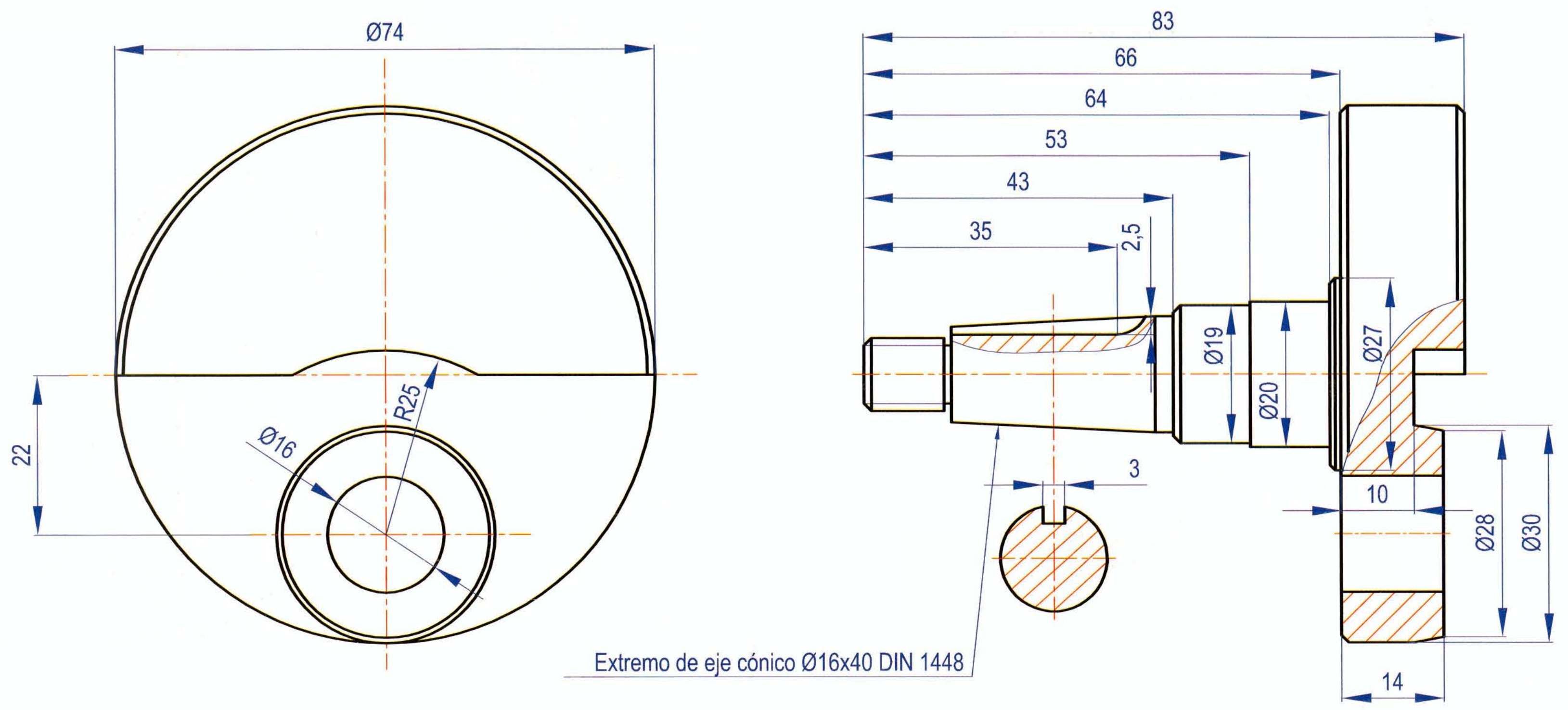
Nº Hoja



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		BIELA		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 19.02		

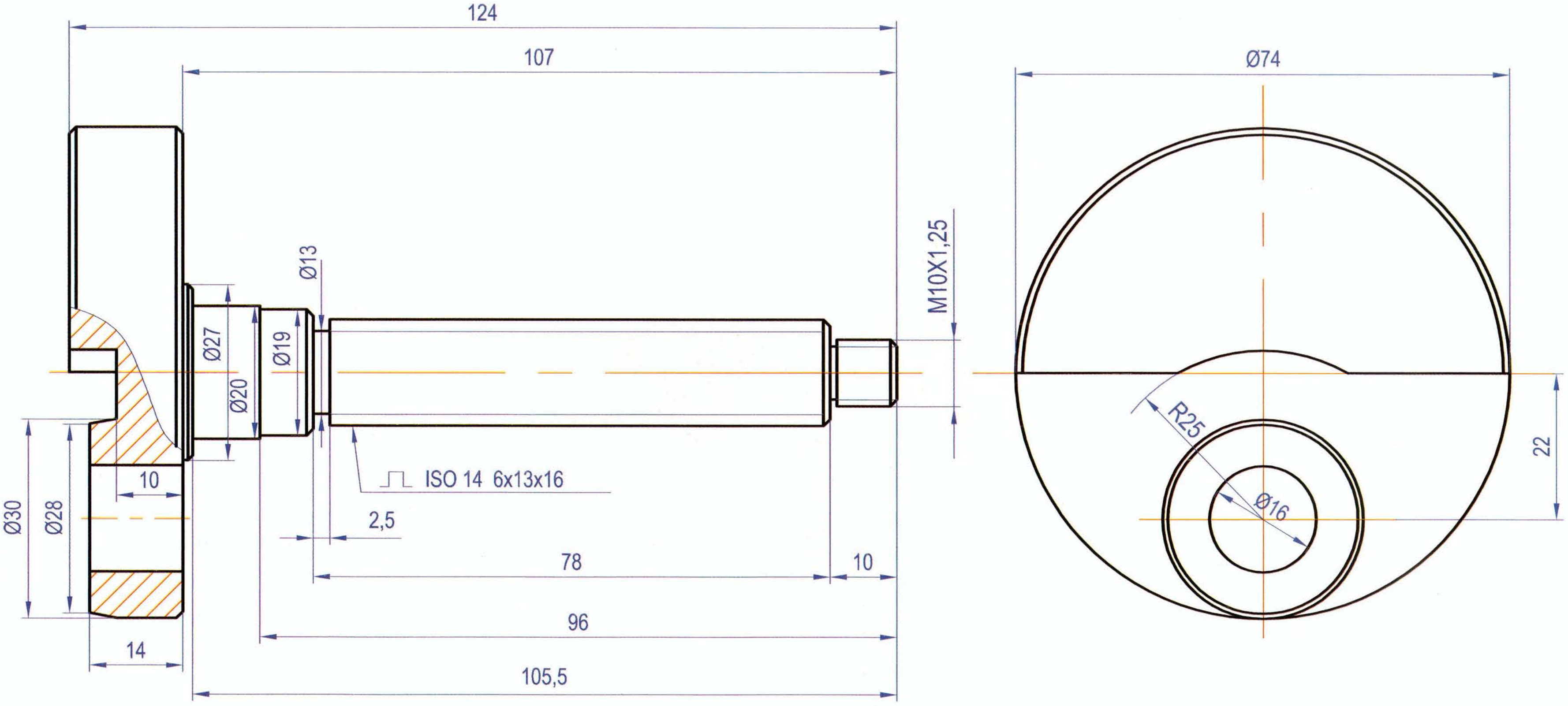


	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		PISTÓN		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 19.07		



Todos los chaflenes sin acotar son 1x45°

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		SEMICIGÜEÑAL		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 19.03		

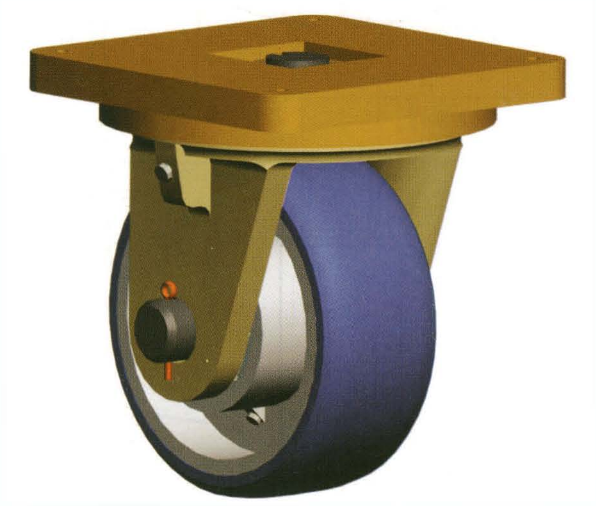


Todos los chaflanes sin acotar son 1x45°

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		SEMICIGÜEÑAL		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 19.06		

RUEDA ORIENTABLE

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
3. Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto.
4. Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 2, 3, 4 y 6.
5. En el conjunto *rueda orientable* se sabe que, en los rodamientos radiales, en el aro que va montado con juego se permite un juego comprendido entre 0 y 35 μm, y en el aro que va montado con aprieto, se permite un aprieto comprendido entre 0 y 30 μm. Determinar las tolerancias dimensionales ISO normalizadas que se deben aplicar a las piezas que ajustan con los rodamientos radiales para que cumplan los requisitos anteriores.
6. Definir la tolerancia geométrica de perpendicularidad y de cilindricidad necesaria para los rodamientos radiales según las recomendaciones del capítulo 17 para la marca 4.



SOLUCIÓN:

El rodamiento de marca 7 es el modelo 6004. Las dimensiones del rodamiento son:

$$\varnothing 20^{\;0}_{-0,010} \times \varnothing 42^{\;0}_{-0,011} \times 12$$

El aro montado con aprieto, que es el aro exterior, debe cumplir un aprieto máximo $\leqslant$ 30 μm y un aprieto mínimo $\geqslant$ 0 μm.

El aro montado con juego debe cumplir un juego máximo $\leqslant$ 35 μm y un juego mínimo $\geqslant$ 0 μm.

El aro interior del rodamiento tiene $\varnothing 20^{\;0}_{-0,010}$ y encaja con el eje de marca 3 con un juego máximo $JM \geqslant 0,035$ y un juego mínimo $Jm \geqslant 0$ (figura 1).

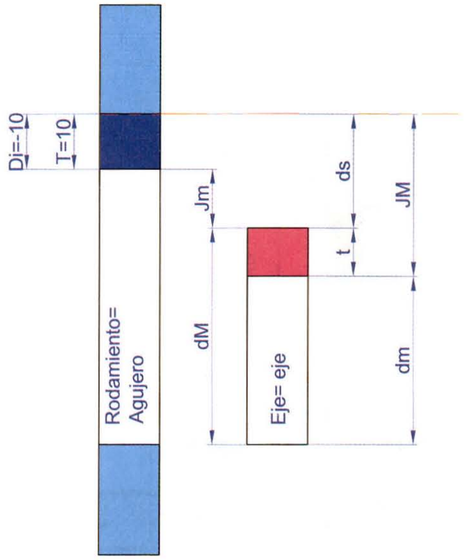


FIGURA 1. AJUSTE CON JUEGO ENTRE ARO INTERIOR DEL RODAMIENTO Y EJE.

$$T + t \leqslant 0{,}035, T = 0{,}01,$$

de donde $t \leqslant 0{,}025$. Se tomará IT7 con $t = 0{,}021$.

De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de juego mínimo:

$$Jm = 0{,}0 \leqslant Di - ds = -0{,}0 - ds$$

de donde:

$$ds \leqslant -0{,}010 - 0{,}0 = -0{,}010$$

Estableciendo la condición de juego máximo:

$$JM = 0{,}035 \geqslant Ds - di = 0 - (ds - t) = -ds + 0{,}021$$

de donde:

$$-0{,}011 \leqslant ds \leqslant -0{,}010$$

No existe ningún valor, por lo que se tomará IT6 con $t = 0{,}013$ y se tendrá:

$$0{,}035 \geqslant -ds + 0{,}013$$

de donde:

$$-0{,}022 \leqslant ds \leqslant -0{,}010$$

por lo que se tomará la posición f con $ds = -0{,}020$, y la tolerancia para el eje será: Ø20 f 6.

El aro exterior del rodamiento tiene $Ø42^{\;\,0}_{-0{,}011}$ y encaja con el alojamiento en la rueda con un aprieto máximo $AM \leqslant 0{,}030$ y un aprieto mínimo $Am \geqslant 0{,}0$ (figura 2).

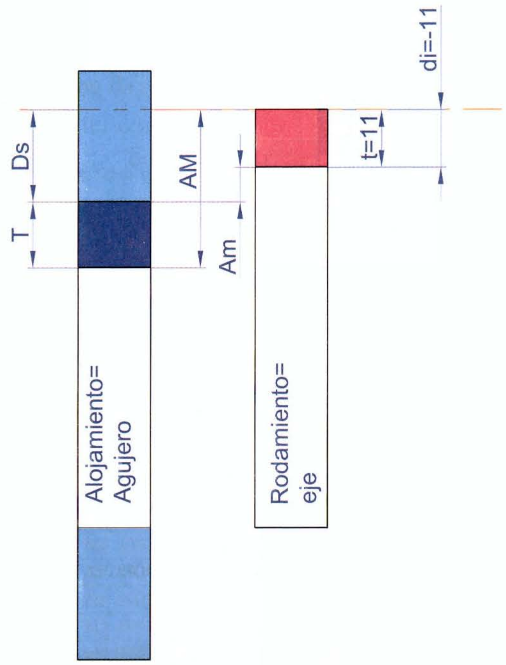


FIGURA 2. AJUSTE CON APRIETO ENTRE ARO EXTERIOR DEL RODAMIENTO Y ALOJAMIENTO.

$$T + t \leqslant 0{,}030,\ t = 0{,}011$$

de donde $T \leqslant 0{,}019$. Se tomará IT6 con $T = 0{,}016$.

De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de aprieto mínimo:

$$Am = 0{,}0 \leqslant di - Ds = -0{,}011 - Ds$$

de donde:

$$Ds \leqslant -0{,}011 - 0{,}0 = -0{,}011$$

Estableciendo la condición de aprieto máximo:

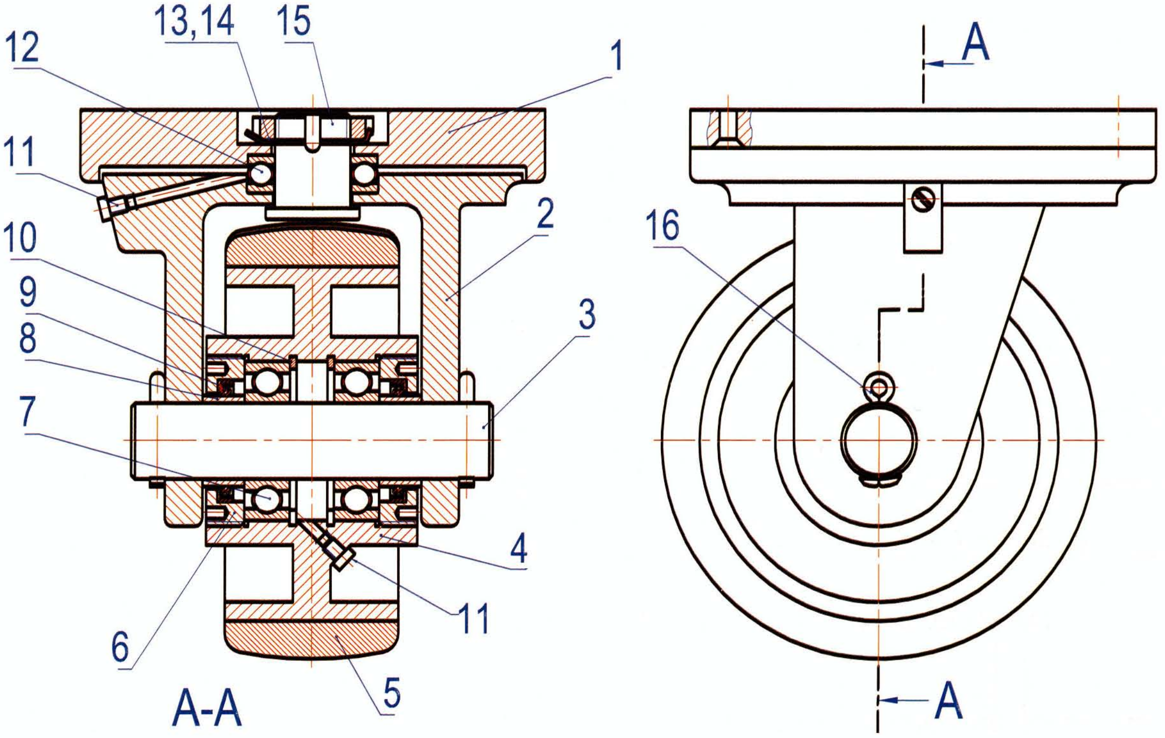
$$AM = 0{,}030 \geqslant ds - Di = 0 - (Ds - T) = -Ds + T$$

de donde:

$$Ds \geqslant -0{,}030 + 0{,}016 = -0{,}014$$

Se tendrá $-0{,}014 \leqslant Ds \leqslant -0{,}011$, por lo que se tomará la posición *N* con $Ds = -0{,}012$.

De esta forma es posible elegir la tolerancia del alojamiento Ø42*N*6. Además, *N*6 es zona de tolerancia preferente.



Cant.	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material
2	Pasador	16		5x25 UNE17059	
1	Pivote	15	20.10		Acero
1	Arandela de retención	14		20 UNE18036	
1	Tuerca de fijación	13		E M20x1 UNE18035	
1	Rodamiento	12		51104	
2	Tapón de engrase	11	20.09		Acero
2	Anillo de seguridad	10		42x1,75 DIN472	
2	Retén	9		24x32x4	
2	Separador	8	20.08		Acero
2	Rodamiento	7		6004	
2	Tapa	6	20.07		Acero

Cant.	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material
1	Llanta	5	20.06		Caucho
1	Rueda	4	20.05		Acero
1	Eje	3	20.04		Acero
1	Horquilla	2	20.03		Fundición
1	Soporte	1	20.02		Fundición

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño

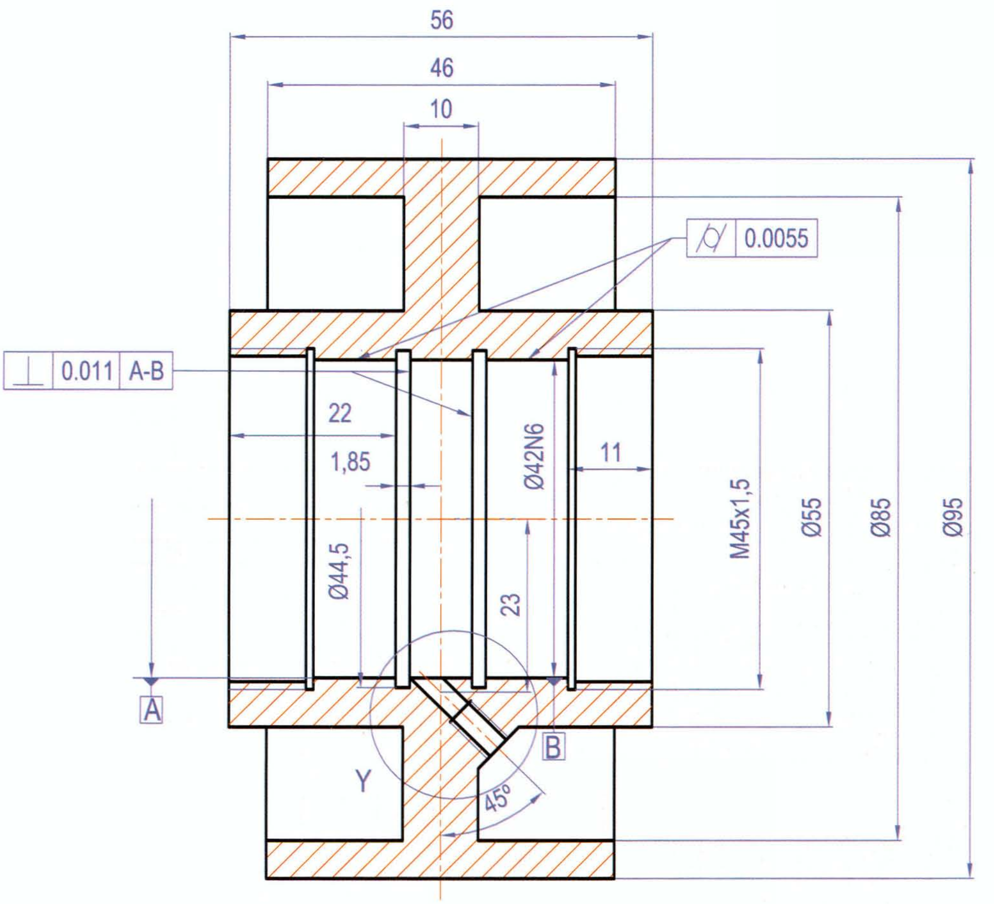
RUEDA ORIENTABLE

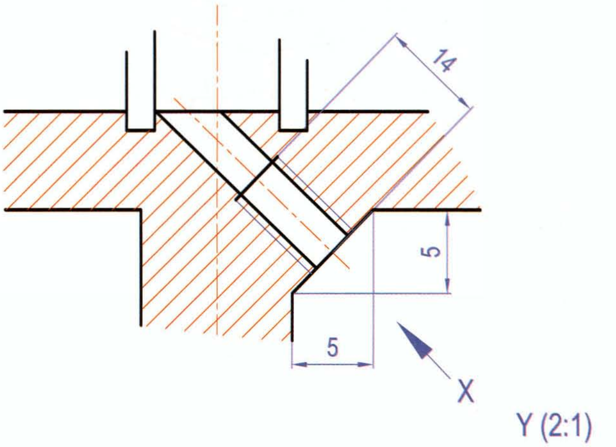
Idioma: es

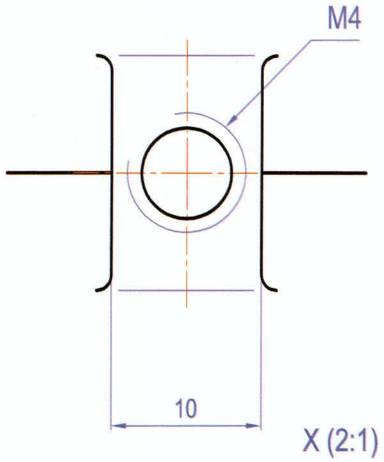
Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

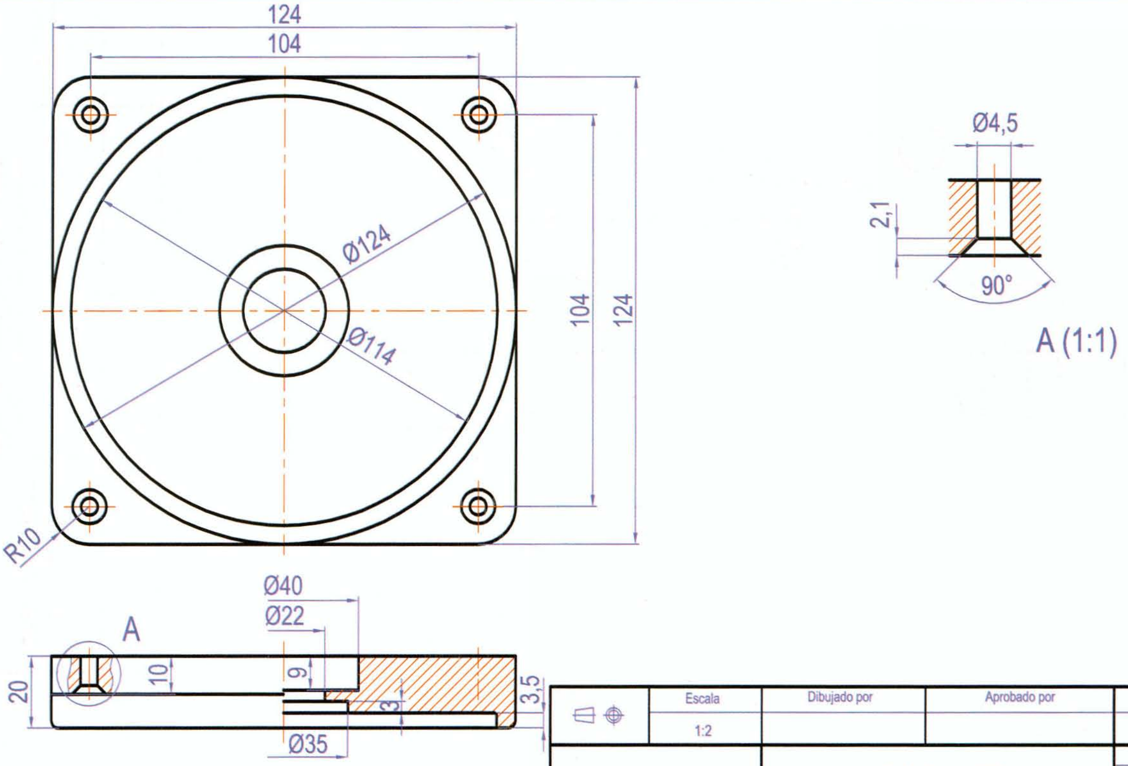
Nº plano: 20.01



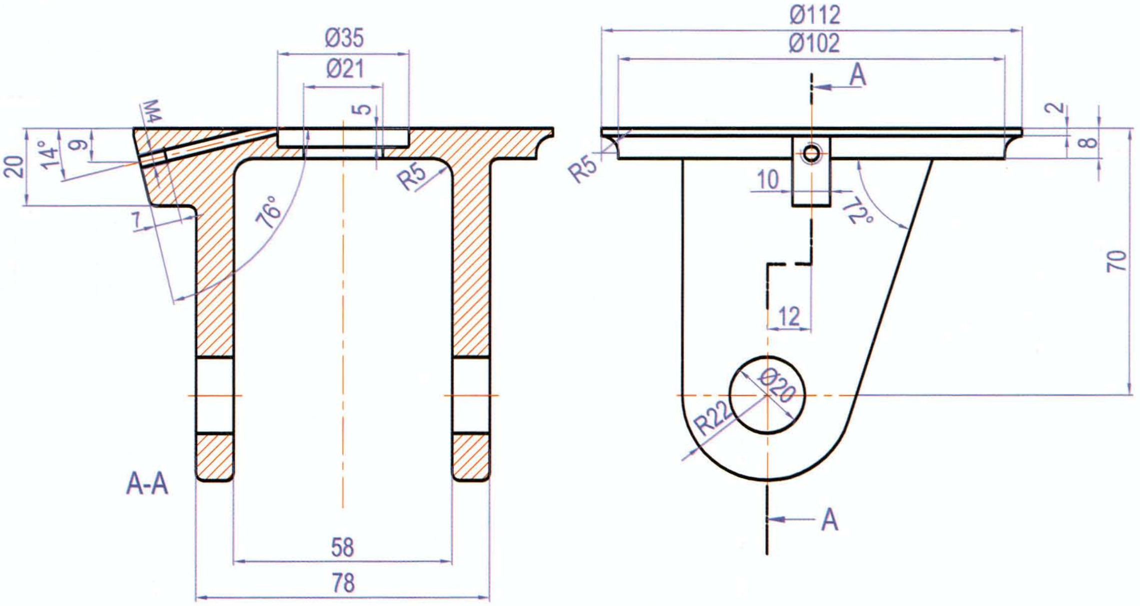




	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		RUEDA		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 18.05		

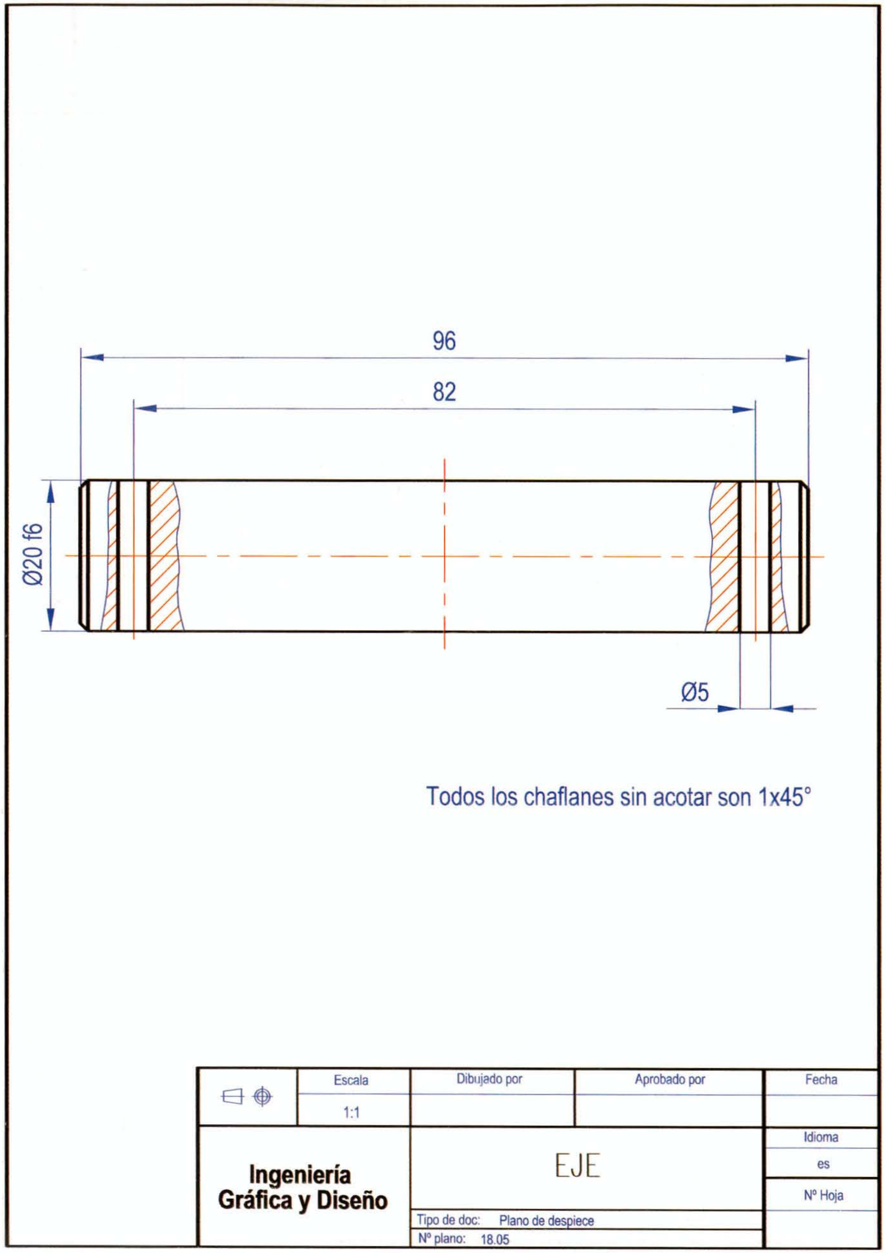


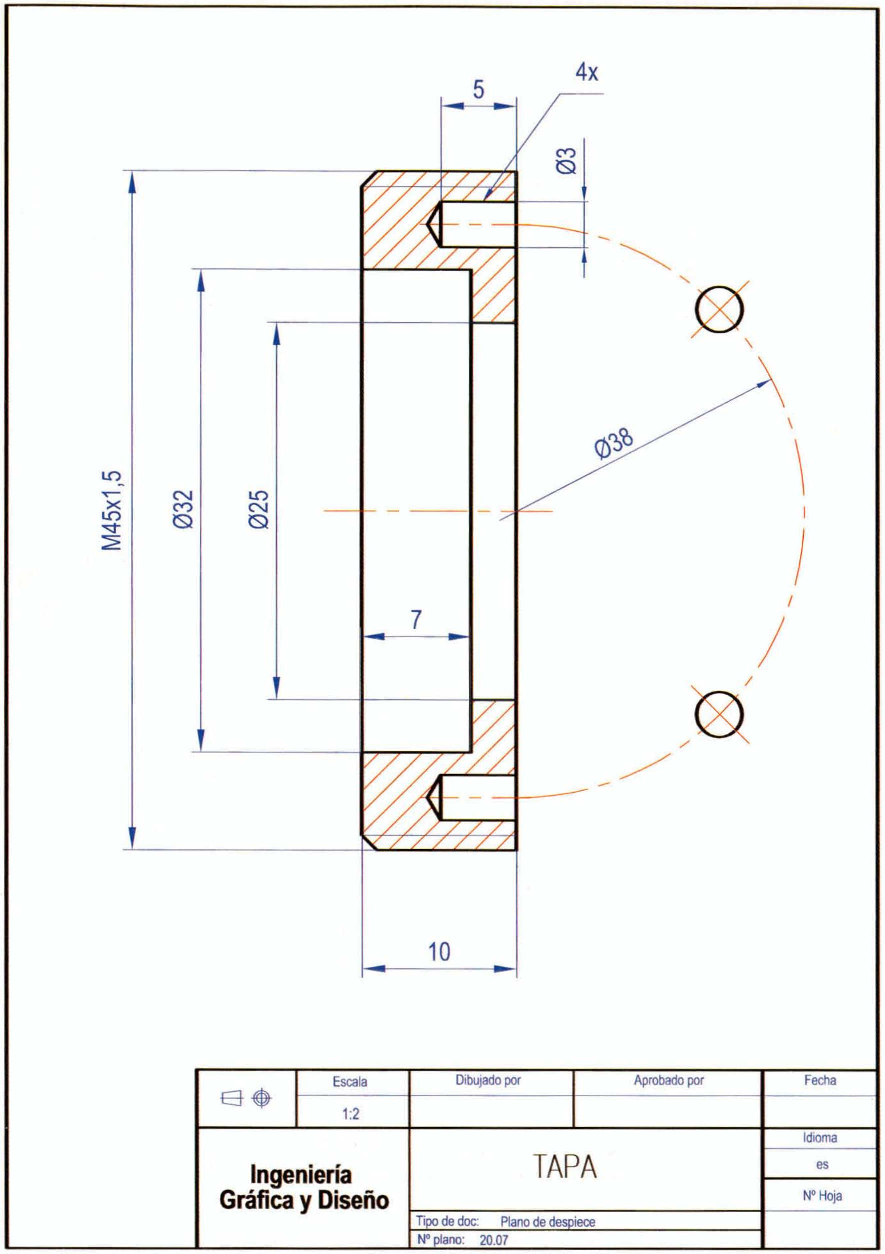
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	SOPORTE			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 20.02			



Todos los radios sin acotar son R2

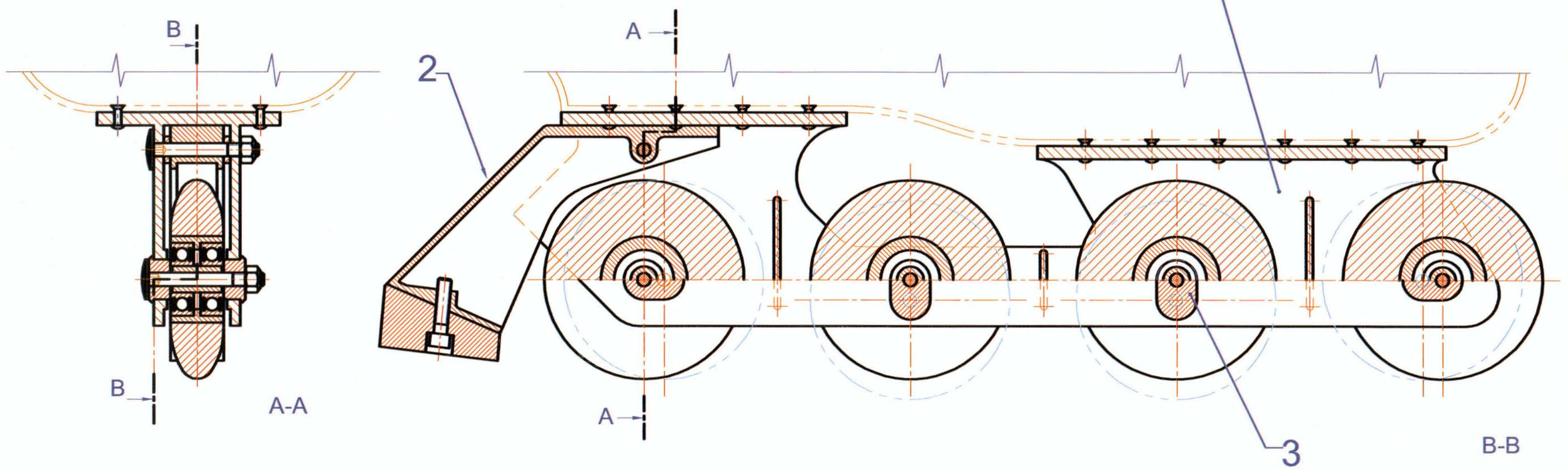
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	HORQUILLA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 18.03			


96
82
Ø20 f6
Ø5
Todos los chaflanes sin acotar son 1x45°
Escala
1:1
Dibujado por
Aprobado por
Fecha
Idioma
es
Nº Hoja
Ingeniería Gráfica y Diseño
EJE
Tipo de doc: Plano de despiece
Nº plano: 18.05

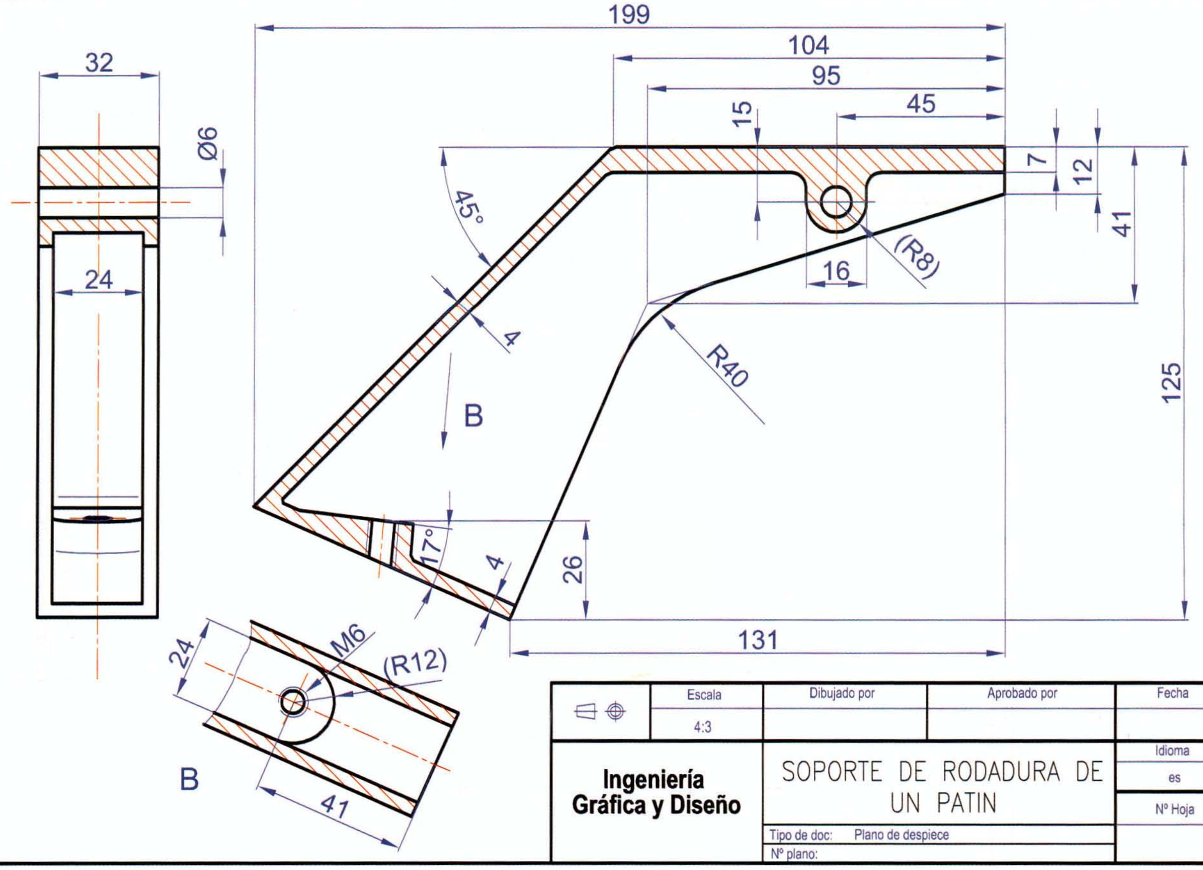

4x
5
Ø3
Ø38
M45x1,5
Ø32
Ø25
7
10
Escala
1:2
Dibujado por
Aprobado por
Fecha
Idioma
es
Nº Hoja
Ingeniería Gráfica y Diseño
TAPA
Tipo de doc: Plano de despiece
Nº plano: 20.07

PATÍN DE UNA FILA

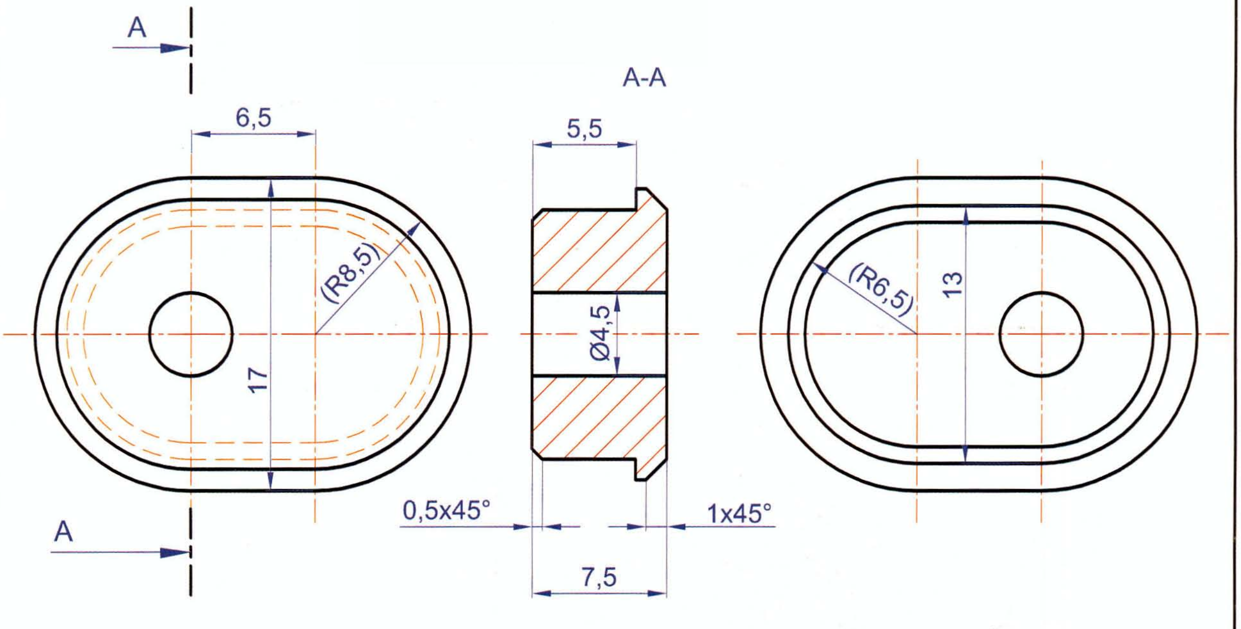
1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Preparar la lista de piezas y las marcas del conjunto.
3. Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
4. Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto.
5. Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 2 y 3.



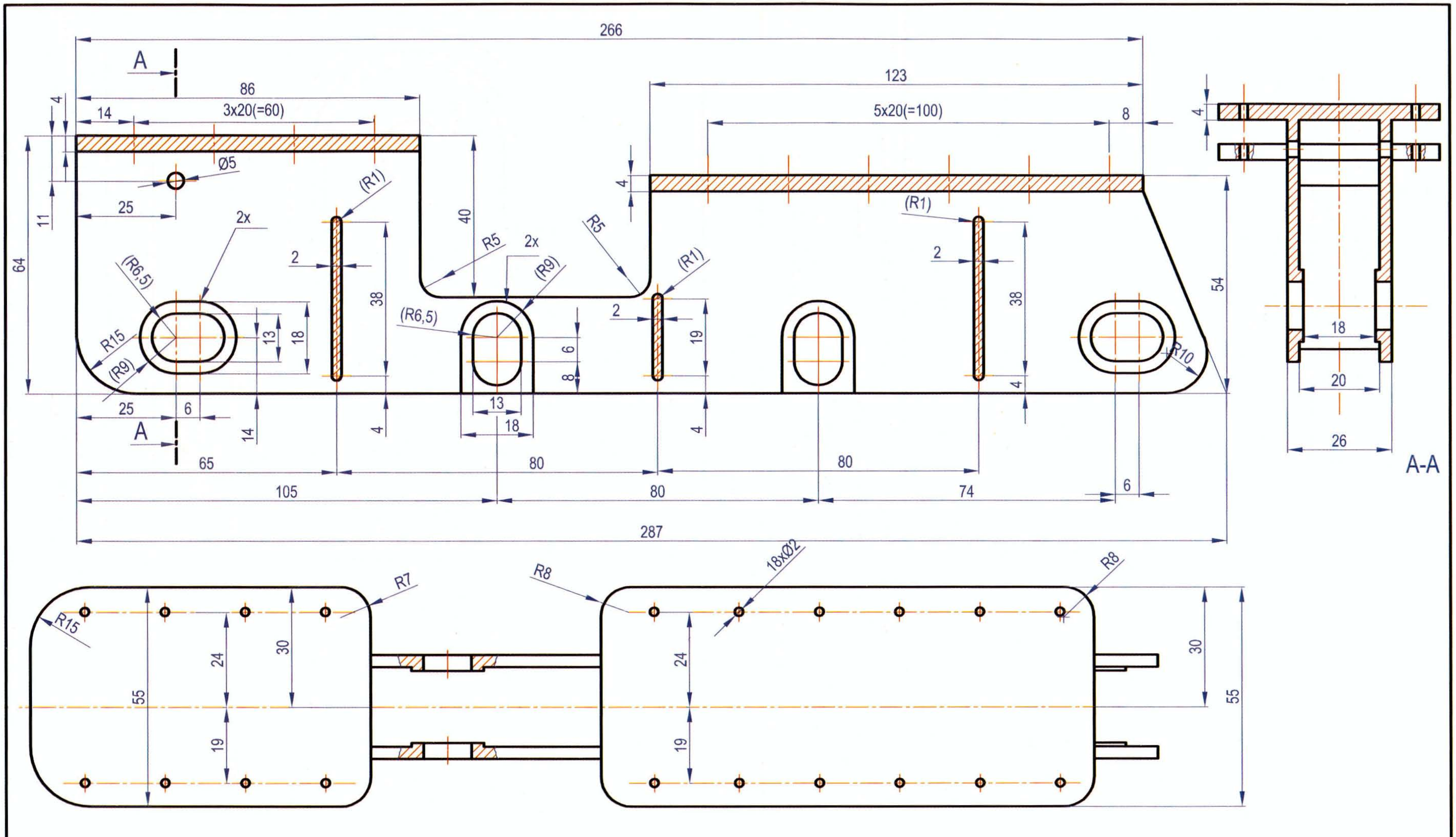
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño		PATIN DE UNA FILA		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de conjunto		Nº Hoja
		Nº plano: 21.01		



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	4:3			
Ingeniería Gráfica y Diseño		SOPORTE DE RODADURA DE UN PATIN		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano:		



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	2,5:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		SOPORTE DE RODADURA DE UN PATIN		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano:		



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	2:3			
Ingeniería Gráfica y Diseño		SOPORTE DE RODADURA DE UN PATIN		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano:		

Compresor monocilíndrico

1. Despiece acotado de las marcas 1, 2, 3 y 4 incluyendo las tolerancias y signos de acabados superficiales pedidos, sabiendo que el ajuste que existe entre el cigüeñal y el cojinete debe cumplir lo siguiente:

   Como máximo = 44 μm.
   Como mínimo = 24 μm.
   Sistema de agujero único.
   Diámetro nominal = 40 mm.

   a) Determinar el ajuste ISO normalizado anterior.
   b) Representar todas las tolerancias en los despieces.

2. Indicar sobre el plano del cigüeñal las siguientes tolerancias:

   a) Los apoyos del cigüeñal con los rodamientos tienen una tolerancia de cilindricidad de valor 0,005 mm.
   b) El eje geométrico de los apoyos de los rodamientos en el cigüeñal debe tener una tolerancia de paralelismo respecto al eje geométrico del acoplamiento con el cojinete, de forma perfecta en su condición de máximo material. El eje geométrico del acoplamiento con el cojinete tiene una tolerancia de paralelismo de valor 0,005 mm con respecto a la referencia conjunta formada por los apoyos de los dos rodamientos para cualquier valor.
   c) La zona de apoyo del cigüeñal con el cojinete tiene una tolerancia de cilindricidad de 0,006 mm.

3. El ajuste que existe entre el pistón y el cilindro cumple lo siguiente:

   Como máximo = 39 μm.
   Como mínimo = 10 μm.
   Sistema de eje único.
   Diámetro nominal = 88 mm.

   Se pide determinar el ajuste ISO normalizado que garantice el correcto funcionamiento del conjunto.

4. El plano superior del pistón tiene a su vez una tolerancia de perpendicularidad respecto del eje geométrico del pistón de Ø25 μm. Determinar el calibre de verificación de la tolerancia de perpendicularidad. Se fabrica una serie de 4 pistones que resulta con las medidas que se presentan en la siguiente tabla. Indicar cuáles de ellos cumplen con las tolerancias especificadas y, los que no los cumplen, por qué motivo.

Ø pistón (mm)	**87,998**	**87,980**	**87,995**	**88,005**
Ángulo inclinación del eje respecto a la vertical (en radianes)	0,0001	0,0001	0,0002	0,0001

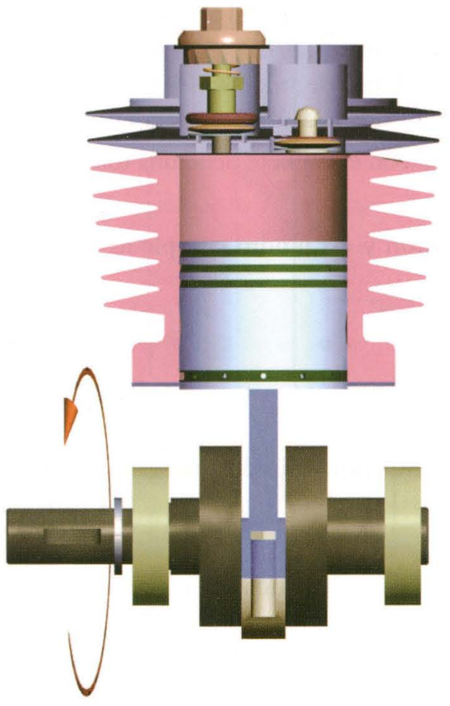
Indicar en el despiece del pistón las tolerancias calculadas.

5. Se diseña el siguiente proceso de fabricación para el pistón y el cigüeñal:

Pistón: se construye el pistón mediante fundición, obteniéndose una rugosidad *Ra* equivalente a una calidad *N*11. Los alojamientos para el bulón de soporte de la biela se tornean con una rugosidad *Ra* de 0,0008 mm y una sobremedida de mecanizado de 0,5 mm. La superficie lateral exterior se tornea hasta conseguir una rugosidad *Rz* de 0,0016 mm, con una sobremedida de mecanizado de 2 mm. La superficie superior del pistón se rectifica con un torno, dejando unas huellas de mecanizado en sentido circular en toda su superficie y consiguiendo una *Ra* de valor 6,3 μm. A las superficies superior y lateral se les aplica un tratamiento térmico de "templado" para darles mayor resistencia.

Cigüeñal: se construye el cigüeñal forjado, consiguiéndose una calidad superficial *Ra* de valor 6,3 μm. Los apoyos de los rodamientos y del cojinete se tornean hasta alcanzar una rugosidad *Ra* de 0,0016 mm. Para evitar desgastes, en el alojamiento del cojinete se realiza un templado.

Indicar en los despieces los datos anteriores.



COMPRESOR MONOCILÍNDRICO

SOLUCIÓN:

ELEMENTOS NORMALIZADOS:

Rodamientos:

Rodamiento izquierdo: 7306B (30 × 72 × 19).

Rodamiento derecho: 7307B (35 × 80 × 21).

Anillos de seguridad:

Sobre el pistón: Anillo de seguridad 20 × 1 DIN 472, $d2 = 21$, $m = 1,1$.

Chaveta:

Chaveta B 8 × 7 × 22 DIN 6886, $t_1 = 4$.

Anillo obturador:

30 × 40 × 4.

Tornillos M8:

Agujero pasante Ø9.

Arandela de retención:

Arandela de rentención 30 UNE 18036-78.

TOLERANCIAS:

1. Ajuste entre cigüeñal y cojinete.

El ajuste que existe entre el cigüeñal y el cojinete es un juego. Debido al montaje de los medios cojinetes, éstos no pueden ir montados a presión sobre el cigüeñal, ya que si lo estuvieran tenderían a desmontarse. Por otra parte, el juego debe existir para permitir la lubricación entre las dos piezas.

Aplicando el sistema de agujero único para el cálculo de la tolerancia dimensional se obtiene un ajuste de 40 *H5/f4* cuyo valor de juego máximo es de 43 µm y de juego mínimo 25 µm.

Estas tolerancias geométricas están representadas en el despiece adjunto.

2. Ajuste entre el pistón y el cilindro.

Para que el pistón pueda deslizar correctamente sobre el cilindro debe existir un juego entre ellos. Utilizando el sistema de ajuste de eje único, se obtiene un ajuste de 88 *G5/h4*, que tiene un juego máximo de 39 µm y un juego mínimo de 10 µm.

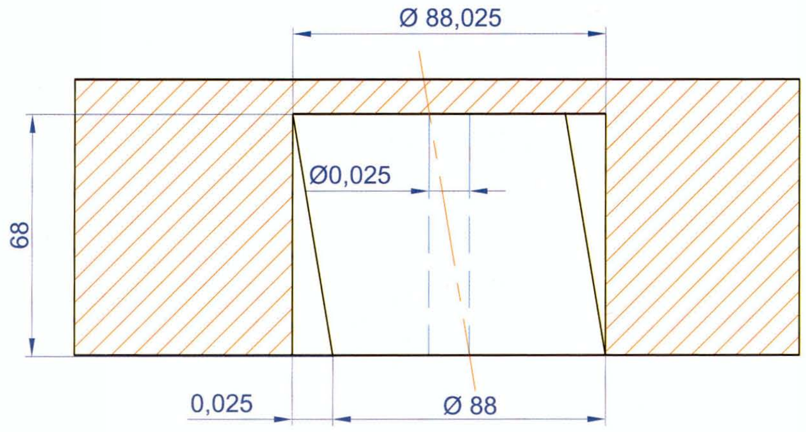
3. Calibre de verificación.

El calibre de verificación de la perpendicularidad del pistón debe tener un diámetro que es igual a su medida virtual, es decir, al diámetro en su condición de máximo material (88,000 mm) más la tolerancia geométrica (Ø0,025 mm):

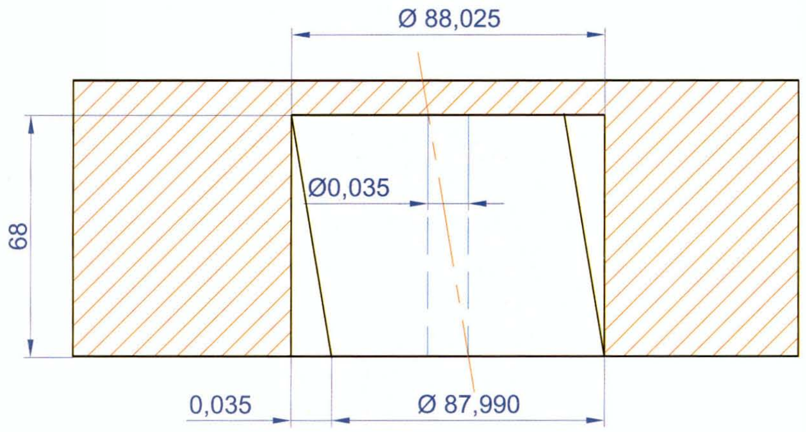
$$\text{Medida virtual} = \text{CMM pistón} + \text{tol. geométrica} = 88 + 0{,}025 = 88{,}025 \text{ mm}$$

En la comprobación de los pistones que verifican la tolerancia, se realizan las siguientes operaciones:

Ø pistón (mm)	87,998	87,980	87,995	88,005
Ángulo inclinación del eje en radianes	0,0001	0,0001	0,0002	0,0001
Cilindro circunscrito	0,0001 × 70 = 0,007		0,0002 × 70 = 0,014	
Máxima tolerancia admisible para cada Ø	0,025 + 0,002 = 0,027		0,025 + 0,005 = 0,030	
Validez	Si, dado que: 87,99 ≤ 87,998 ≤ 80 (tolerancia dimensional) y 0,007 ≤ 0,027 (tolerancia de perpendicularidad)	No vale su dimensión	Si, dado que: 87,99 ≤ 87,995 ≤ 80 (tolerancia dimensional) y 0,014 ≤ 0,030 (tolerancia de perpendicularidad)	No vale su dimensión

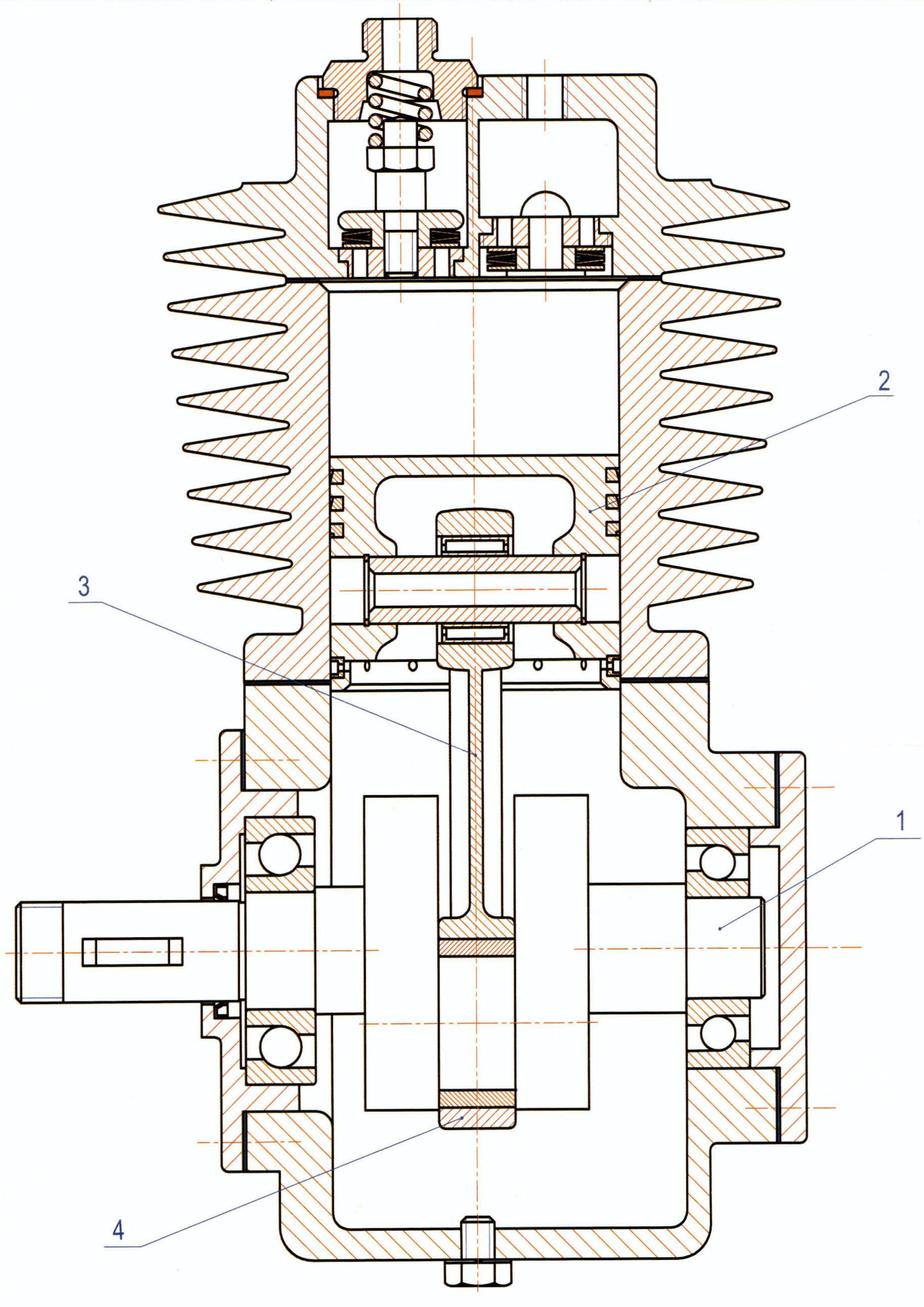


CONDICION DE MAXIMO MATERIAL

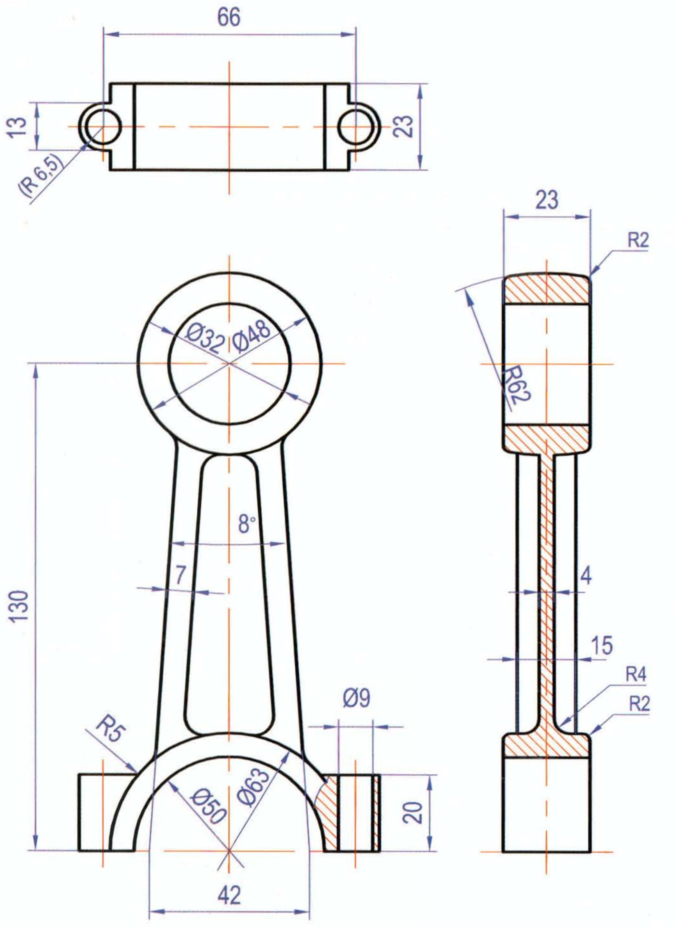


CONDICION DE MINIMO MATERIAL

FIGURA 1. CONDICIÓN DE MÁXIMO Y MÍNIMO MATERIAL.

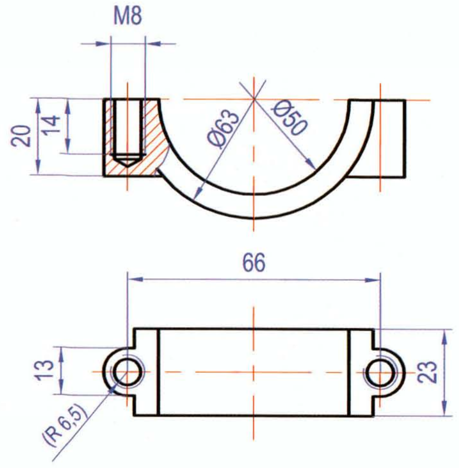


	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	COMPRESOR MONOCILINDRICO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de conjunto			Nº Hoja
	Nº plano: 22.01			

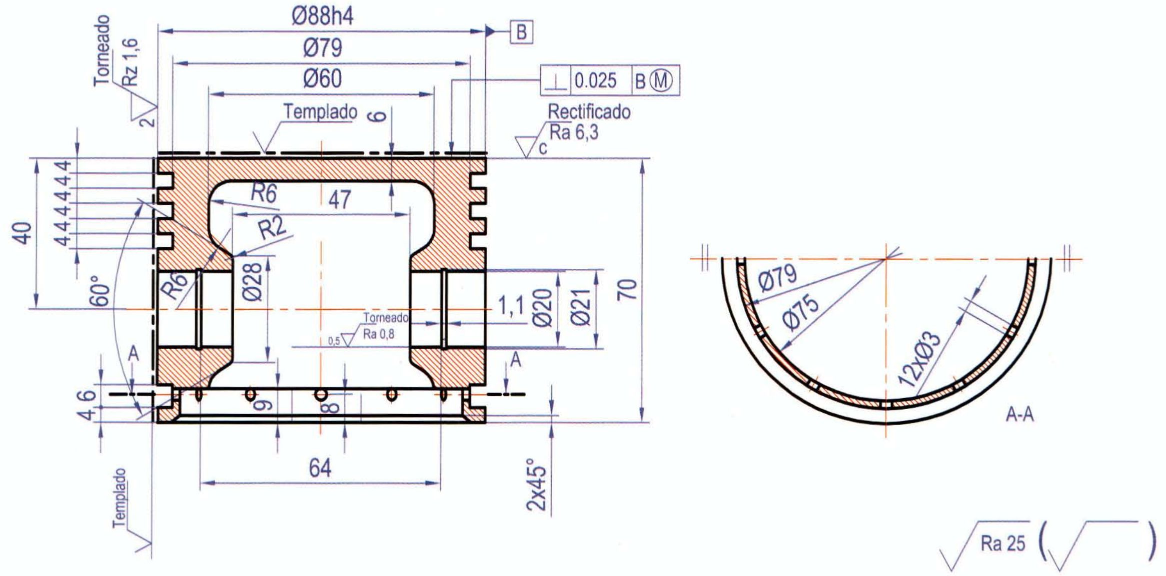


Todos los radios sin acotar son R5

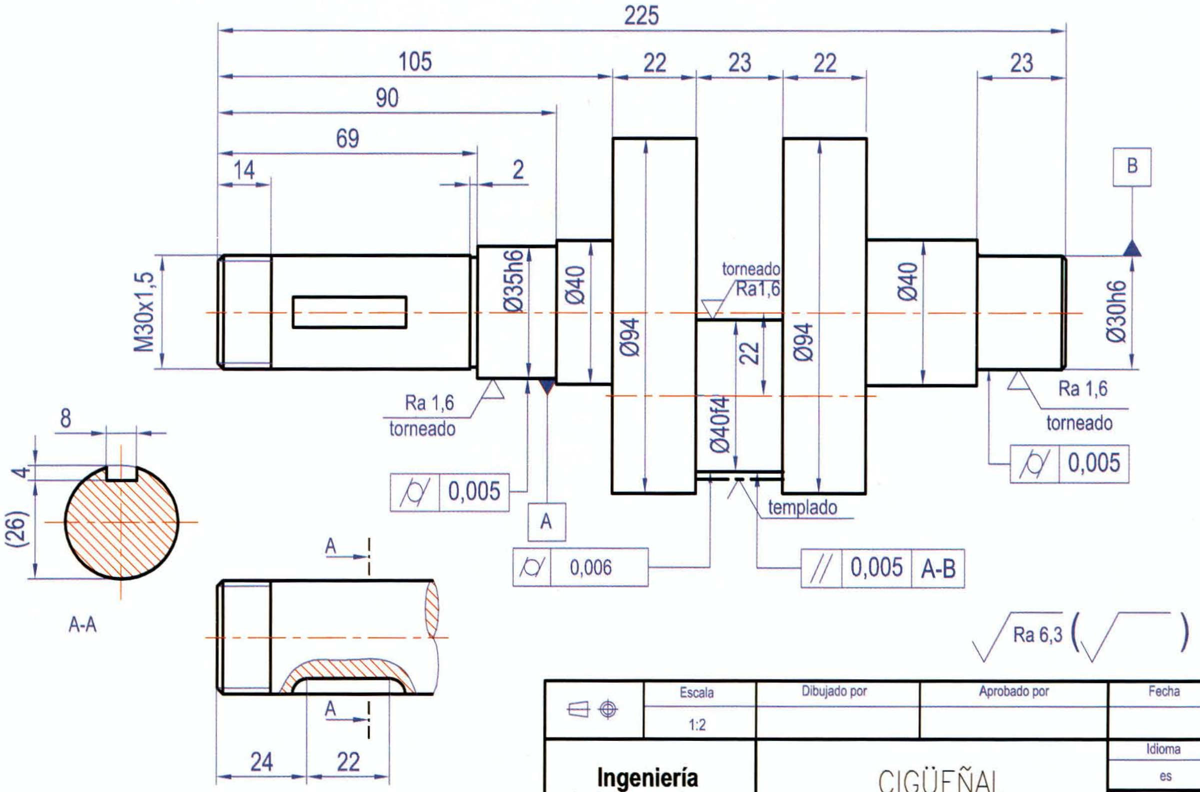
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	BIELA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 22.02			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	ABRAZADERA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 22.03			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño		PISTÓN		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 22.04		



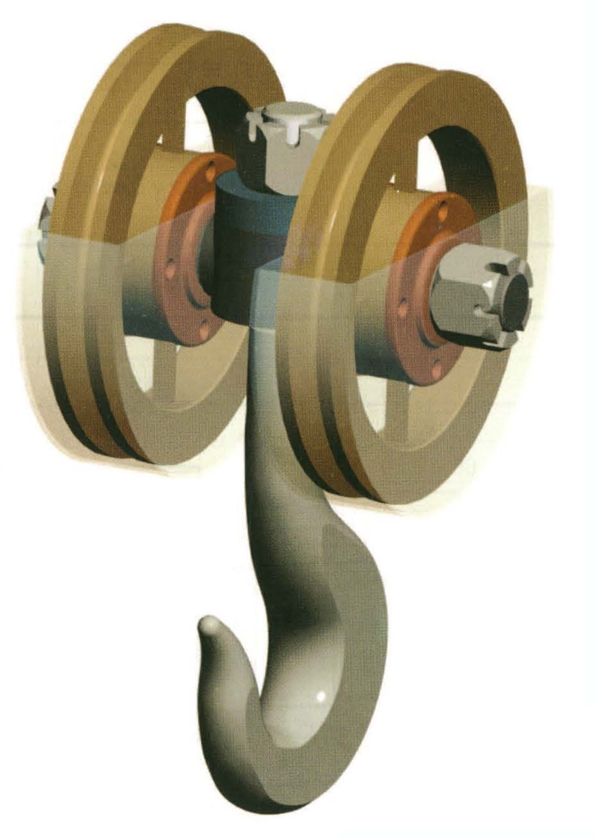
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño		CIGÜEÑAL		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 22.05		

Gancho para grúa

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
3. Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto.
4. Realizar el despiece acotado de las marcas 3 y 8.
5. En el conjunto se tiene:

- El aro montado con aprieto del rodamiento radial debe cumplir un aprieto máximo $\leqslant$ 52 μm y un aprieto mínimo $\geqslant$ 7 μm.
- El aro montado con juego del rodamiento radial debe cumplir un juego máximo $\leqslant$ 35 μm y un juego mínimo $\geqslant$ 10 μm.

Determinar las tolerancias del alojamiento del rodamiento y del eje.



Gancho

Solución:

Tolerancia del eje

El aro interior del rodamiento tiene $\varnothing 30^{\,0}_{-0{,}010}$ y encaja con el eje de soporte del gancho con un juego máximo $JM \leqslant 0{,}035$ y un juego mínimo $Jm \geqslant 0{,}010$ (figura 1).

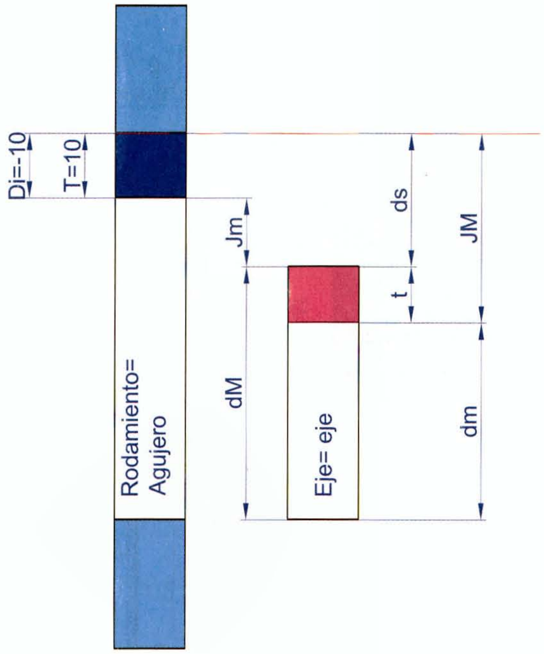


FIGURA 1. AJUSTE CON JUEGO ENTRE ARO INTERIOR DEL RODAMIENTO Y EJE.

$$T + t \leqslant 0{,}035 - 0{,}010 = 0{,}025 \qquad T = 0{,}010$$

por lo que $t \leqslant 0{,}015$. Se tomará IT6 con $t = 0{,}013$.

De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de juego mínimo:

$$Jm \leqslant 0{,}010 \leqslant Di - ds = -0{,}010 - ds.$$

de donde:

$$ds \leqslant -0{,}010 - 0{,}010 = -0{,}020$$

Estableciendo la condición de juego máximo:

$$JM = 0{,}035 \geqslant Ds - di = 0 - (ds - t)$$

Si se sustituye el valor de $t = 0{,}013$, se tendrá:

$$0{,}035 \geqslant -(ds - 0{,}013)$$

de donde: $ds \geqslant -0{,}022$, es decir:

$$-0{,}022 \leqslant ds \leqslant -0{,}020$$

por lo que se tomará la posición *f* con *ds* = –0,020 y la tolerancia para el eje será: Ø30 *f*6.

Tolerancia del rodamiento

El aro exterior del rodamiento tiene $\varnothing 30^{\;0}_{-0,010}$ y encaja con el alojamiento en la polea con un aprieto máximo $AM \leqslant 0,052$ y un aprieto mínimo $Am \geqslant 0,007$ (figura 2).

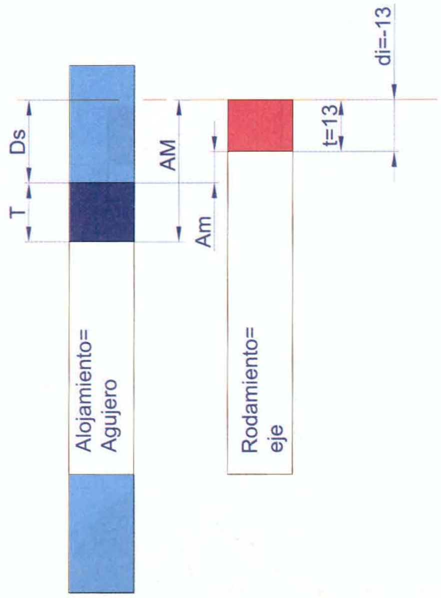


FIGURA 2. AJUSTE CON APRIETO ENTRE ARO EXTERIOR DEL RODAMIENTO Y POLEA.

$$T + t \leqslant 0,052 - 0,007 = 0,045; \qquad t = 0,013$$

por lo que $T \leqslant 0,032$. Se tomará IT7 con $T = 0,030$.

De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de aprieto mínimo:

$$Am = 0,007 \leqslant di - Ds = -0,013 - Ds$$

de donde:

$$Ds \leqslant -0,013 - 0,007 = -0,02$$

Estableciendo la condición de aprieto máximo:

$$AM = 0,052 \geqslant ds - Di = 0 - (Ds - T) = -Ds - T$$

de donde:

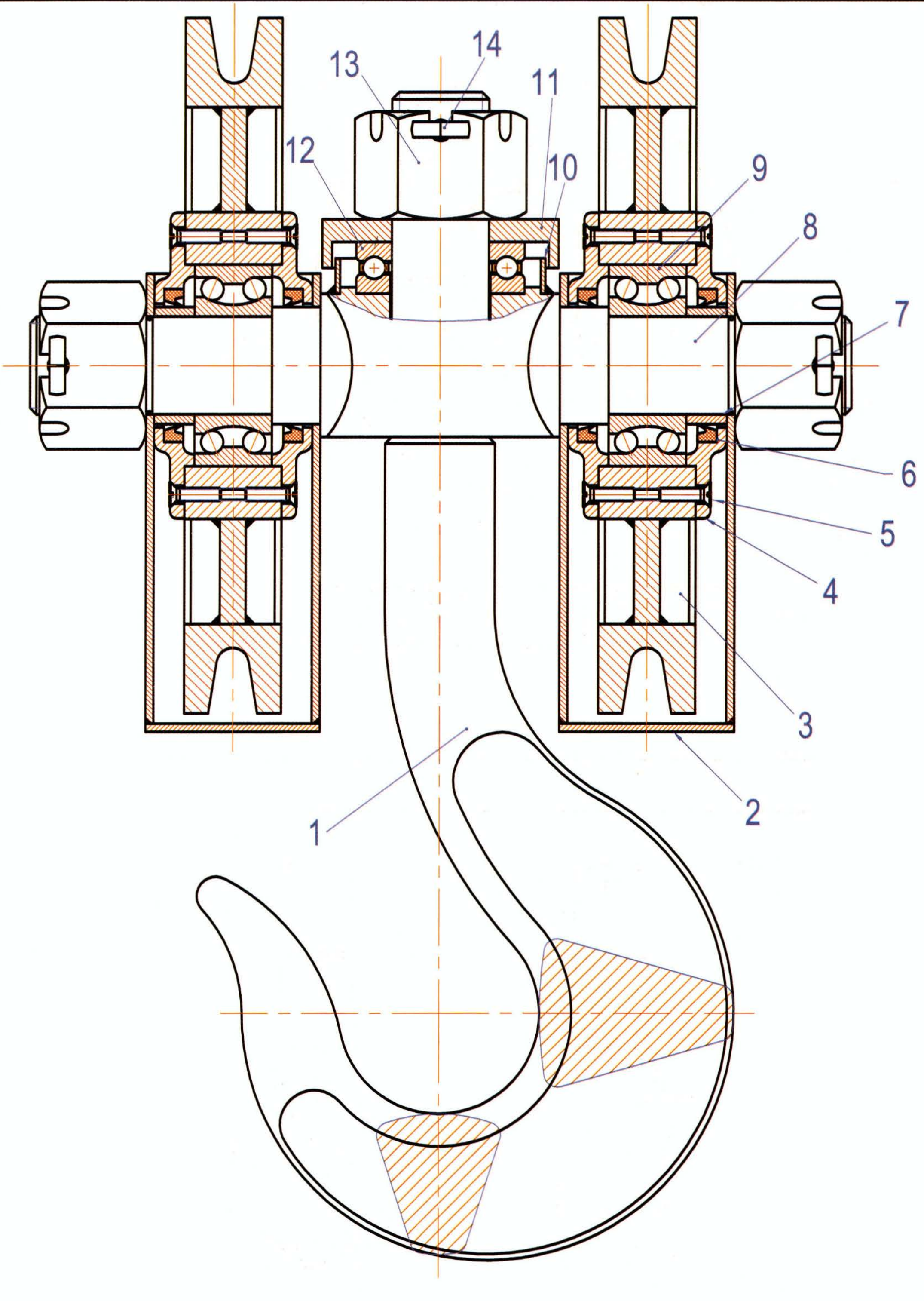
$$Ds \geqslant -0,022$$

Es decir:

$$-0,022 \leqslant Ds \leqslant -0,020$$

Se tomará la posición *P* con $Ds = -0,021$.

Así pues se elegirá *P7* por ser además zona de tolerancia preferente, de forma que la tolerancia para el alojamiento de la polea será: Ø62 *P7*.



Cant	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material
3	PASADOR	14		6,3x71 DIN94	
3	TUERCA ALMENADA	13		M30 DIN935	
1	RODAMIENTO	12		51206X	
1	TAPA RODAMIENTO	11	23.09		ACERO
1	CASQUILLO	10	23.08		CHAPA
2	RODAMIENTO	9		3206	
1	EJE	8	23.07		ACERO
2	CASQUILLO	7	23.06		ACERO
4	OBTURADOR	6		35x47x6	
16	TORNILLO	5	23.05	M5x16 DIN63	ACERO
4	TAPA RODAMIENTO	4			

Cant	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material
2	POLEA	3	23.04		ACERO
2	TAPA POLEA	2	23.03		CHAPA
1	GANCHO	1	23.02		ACERO

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño

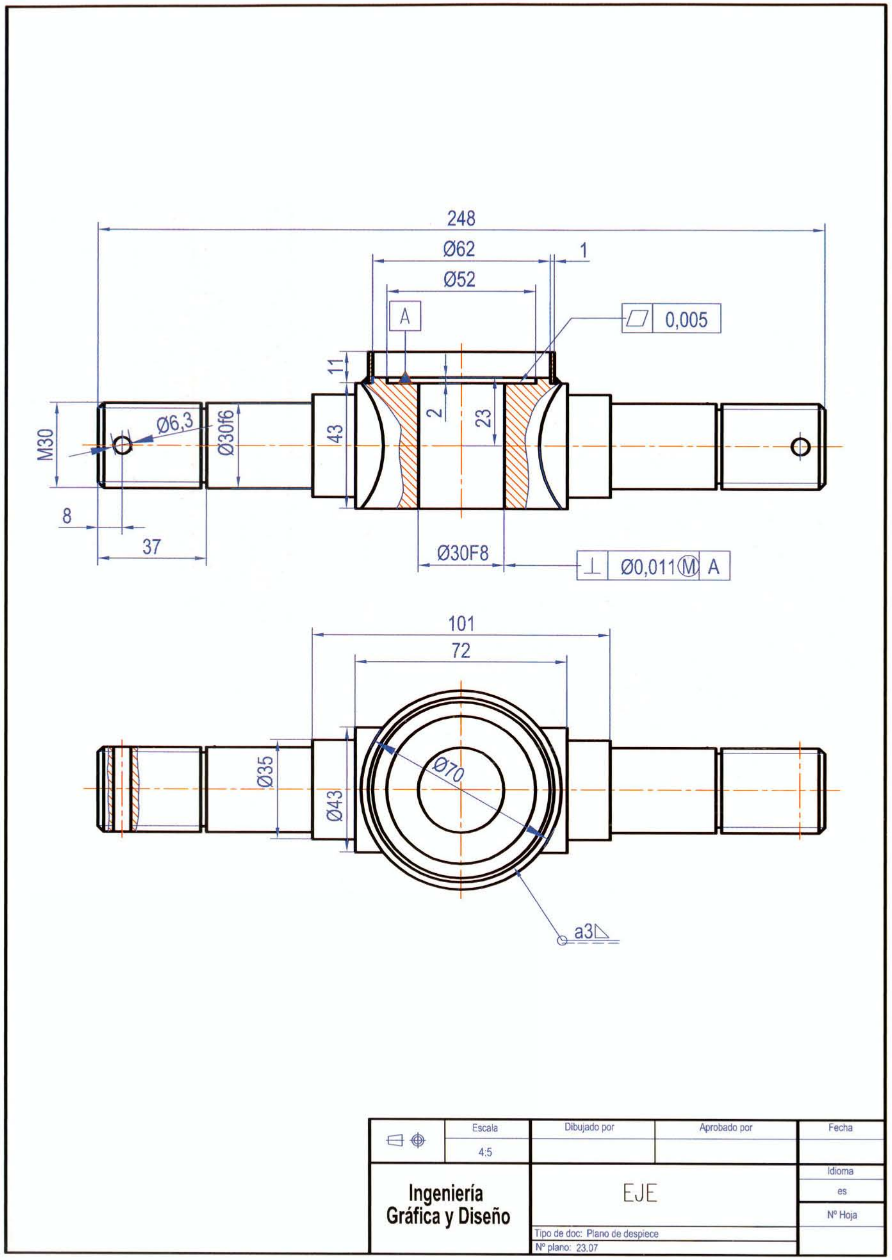
GANCHO GRUA

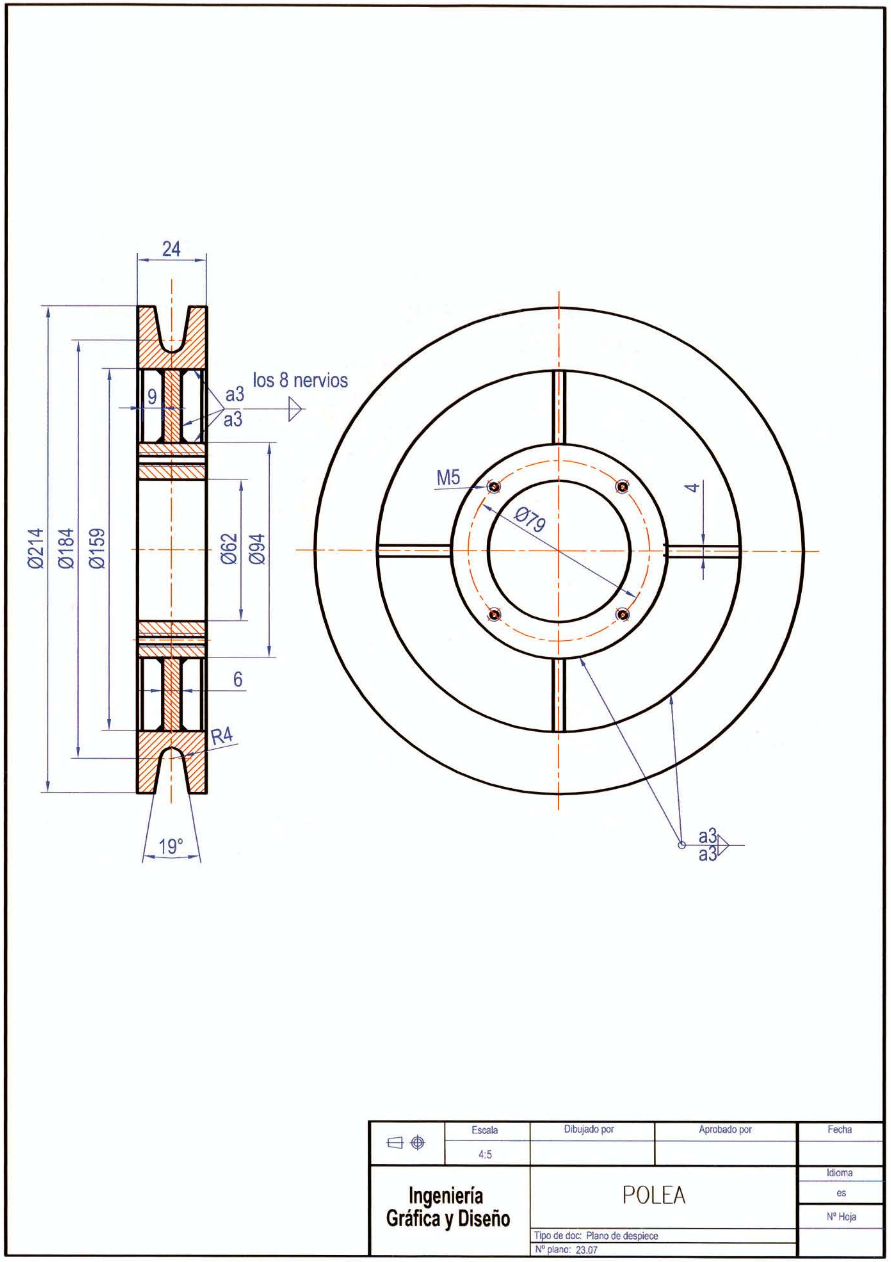
Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano: 21.01


248
Ø62
1
Ø52
A
0,005
11
M30
Ø6,3
Ø30f6
43
2
23
8
37
Ø30F8
Ø0,011 M A
101
72
Ø35
Ø43
Ø70
a3
Escala
4:5
Dibujado por
Aprobado por
Fecha
Idioma
es
Nº Hoja
Ingeniería Gráfica y Diseño
EJE
Tipo de doc: Plano de despiece
Nº plano: 23.07


24
a3
a3
los 8 nervios
9
Ø214
Ø184
Ø159
Ø62
Ø94
6
R4
19°
M5
Ø79
4
a3
a3
Escala
4:5
Dibujado por
Aprobado por
Fecha
Idioma
es
Nº Hoja
Ingeniería Gráfica y Diseño
POLEA
Tipo de doc: Plano de despiece
Nº plano: 23.07

Punto para torno de puntos

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
3. Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto.
4. Realizar el despiece acotado de las marcas 6, 10, 13 y 14.

Solución:

1. Funcionamiento.

Este conjunto sirve para sujetar piezas de gran longitud que deban ser mecanizadas en un torno. Las piezas que se van a mecanizar se apoyan en el punto (marca 12) y se sujetan en el otro extremo del torno por medio de una mordaza o un plato de garras (figura 1). La pieza gira y arrastra al punto, que a su vez arrastra al soporte del punto (marca 13). El soporte gira sin dificultad gracias a los rodamientos en los que se apoya.

Este punto para torno puede regularse de acuerdo con la longitud de la pieza girando el volante, que tiene impedido su desplazamiento longitudinal, consiguiéndose así el desplazamiento de la tapa. La tapa está unida por medio de tornillos (marca 17) al cuerpo interior (marca 6), que contiene en su interior a los rodamientos, al soporte del punto y al punto. Al desplazar la tapa se desplazan todas las piezas anteriores, punto incluido, acercándose así a la pieza que se va a tornear (figura 2).

La tapa no puede girar porque está unida al cuerpo interior, que posee una forma prismática redondeada en los extremos.

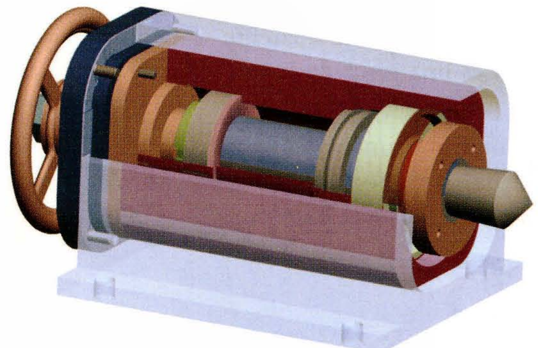


Figura 1. Punto de torno.

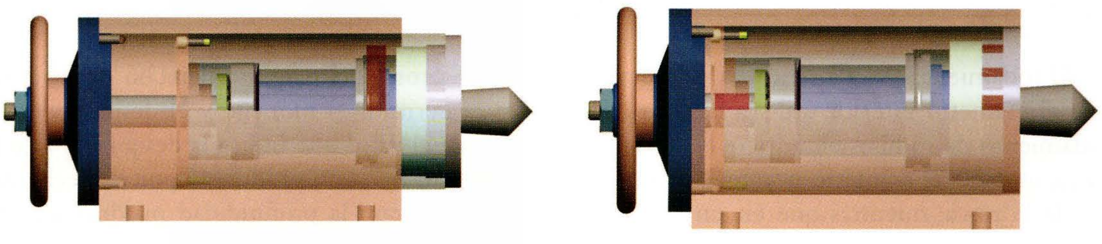


Figura 2. Punto de torno en dos posiciones de su funcionamiento.

2. Selección de los elementos normalizados.

SOPORTE DEL PUNTO *(marca 13):*

A esta pieza le afectan los siguientes elementos:

- Rodamiento rígido de bolas 6006. $Di = 30$, $De = 55$ y $B = 13$.

  Este elemento obliga a este extremo de la pieza a tener un diámetro de 30 mm.
- Tuerca de fijación estrecha *E M* 30 × 1,5 UNE 18035–80.

  Hay que acotar el extremo izquierdo del soporte con esta métrica y su paso correspondiente *M*30 × 1,5.
- Arandela de retención 30 UNE 18036–78. Su espesor es 1,25.

  Esta arandela dimensiona la ranura que se necesita en el extremo izquierdo para el correcto montaje del conjunto (arandela de retención y tuerca de fijación) según las siguientes dimensiones $f_1 = 5$ y $M = 27{,}5$.

  Para que la arandela pueda entrar correctamente y cumplir su función, si la longitud de la parte cilíndrica de diámetro 30 es 21, la longitud de la ranura debe ser mayor o igual de $21 - 13 = 8$. Se tomará una profundidad de 9.

  Para que la tuerca de fijación sujete adecuadamente el rodamiento y la arandela, la longitud roscada debe ser mayor de $21 - 13 - 1{,}25 = 6{,}75$. Se tomará de 8 mm.
- Rodamiento axial de bolas de simple efecto 51108. $Di = 40$, $De = 60$ y $B = 13$.

  Este rodamiento obliga a un diámetro de 40 mm para la pieza y una anchura del asiento del mismo de valor 13 mm.
- Rodamiento de rodillos cilíndricos *N* 207. $Di = 35$, $De = 72$ y $B = 17$.

  Este elemento obliga a que el diámetro en esta zona de la pieza sea de 35 mm.
- A continuación, con el mismo diámetro aparente se tiene una rosca en el extremo derecho. La métrica de valor *M* 35 es una rosca de la tercera serie y sólo tiene la posibilidad de paso fino de valor 1,5, por lo que su acotación debe ser *M* 35 × 1,5.
- Otra posibilidad es disminuir el diámetro en la zona roscada a *M* 33 o *M* 30 (segunda y primera serie, respectivamente) seleccionando un paso normal. Esta variación en el diámetro afectará a la tapa que va roscada en este extremo.

CUERPO INTERIOR *(marca 6):*

A este elemento le afectan los diámetros exteriores de los siguientes rodamientos:

- Rodamiento rígido de bolas 6006.
- Rodamiento axial de bolas de simple efecto 51108.
- Rodamiento de rodillos cilíndricos N 207.

El rodamiento *N* 207 tiene un diámetro de 72 mm. La rosca del extremo derecho debe ser tal que el diámetro interior útil sea de 72 mm o más para permitir el montaje y el desmontaje del rodamiento de rodillos cilíndricos. Conviene recordar que el valor que indica la designación de la rosca, es decir, el diámetro nominal, en un eje es el diámetro máximo producido por el mecanizado de la rosca, mientras que en un agujero se corresponde con la profundidad máxima que ha generado la rosca. La rosca no puede ser *M* 72, ya que el rodamiento no pasaría al ser su diámetro interior menor de 72 mm.

Se ha seleccionado el siguiente valor de rosca de la segunda serie, *M* 75, de la cual se ofrecen diferentes pasos finos. El paso es la distancia longitudinal que avanza el tornillo o la tuerca cuando se ha girado una vuelta completa, y en roscas de un solo hilo coincide con la distancia longitudinal entre dos filetes de la rosca. A paso más fino, la distancia longitudinal que se avanza por cada vuelta es menor, y por lo tanto, para el mismo perfil de rosca el diámetro interior útil es mayor, según se aprecia en la figura siguiente.

En este caso cualquiera de las siguientes dos primeras soluciones es válida para permitir el montaje del rodamiento (figura 3), pero los pasos 3 y 4 no permiten el montaje del rodamiento. Se elegirá para el despiece la rosca *M*75 × 1,5.

Rosca	Diám. interior (DL = DN - 1,083 · Paso)
M75 × 1,5	73,376
M75 × 2	72,835
M75 × 3	71,752
M75 × 4	70,670

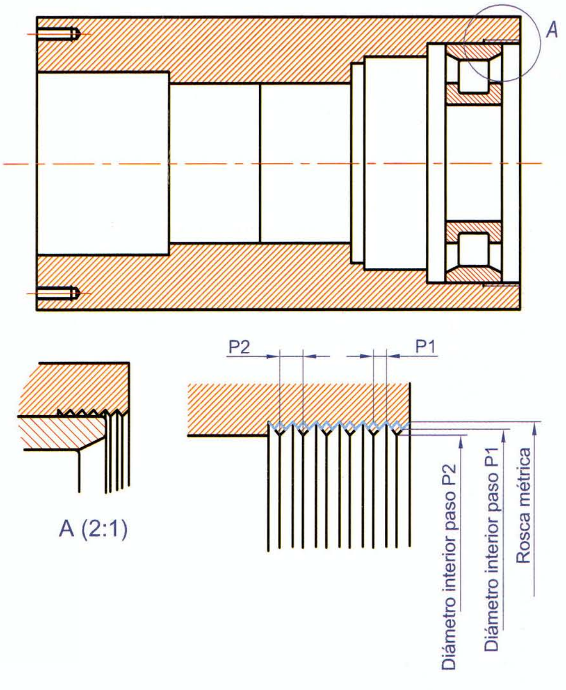


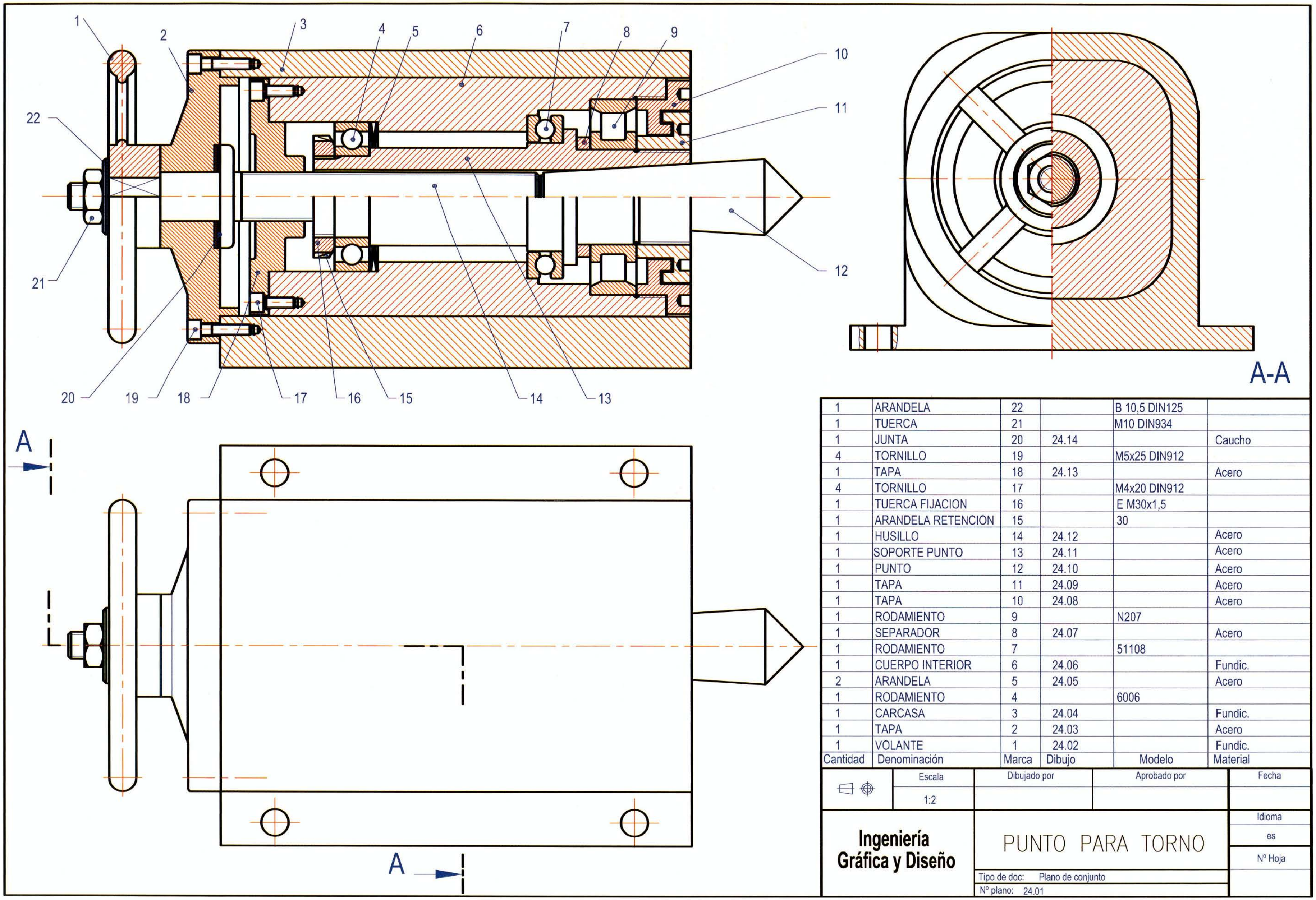
FIGURA 3. EL CUERPO INTERIOR TIENE UNA ROSCA. SE DEBE SELECCIONAR AQUELLA QUE PERMITA EL MONTAJE DEL RODAMIENTO Y QUE PROPORCIONE EL DIÁMETRO INTERIOR ÚTIL NECESARIO. A MENOR PASO, MAYOR DIÁMETRO INTERIOR ÚTIL.

TAPA *(marca 10):*

La rosca de la tapa depende de la seleccionada en el cuerpo interior.

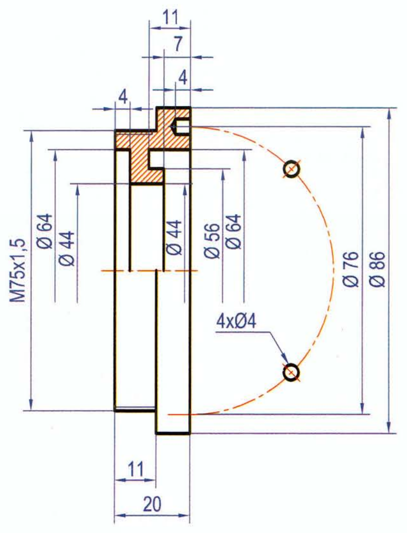
HUSILLO *(marca 14):*

En el husillo se debe comprobar las roscas existentes. Para la fijación del volante se elegirá *M*10. Para el husillo se tomará una trapecial de diámetro nominal 18, por ejemplo, *Tr* 18 × 2.



Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo	Modelo	Material
1	ARANDELA	22		B 10,5 DIN125	
1	TUERCA	21		M10 DIN934	
1	JUNTA	20	24.14		Caucho
4	TORNILLO	19		M5x25 DIN912	
1	TAPA	18	24.13		Acero
4	TORNILLO	17		M4x20 DIN912	
1	TUERCA FIJACION	16		E M30x1,5	
1	ARANDELA RETENCION	15		30	
1	HUSILLO	14	24.12		Acero
1	SOPORTE PUNTO	13	24.11		Acero
1	PUNTO	12	24.10		Acero
1	TAPA	11	24.09		Acero
1	TAPA	10	24.08		Acero
1	RODAMIENTO	9		N207	
1	SEPARADOR	8	24.07		Acero
1	RODAMIENTO	7		51108	
1	CUERPO INTERIOR	6	24.06		Fundic.
2	ARANDELA	5	24.05		Acero
1	RODAMIENTO	4		6006	
1	CARCASA	3	24.04		Fundic.
1	TAPA	2	24.03		Acero
1	VOLANTE	1	24.02		Fundic.

Escala: 1:2	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño	PUNTO PARA TORNO		Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de conjunto		Nº Hoja
	Nº plano: 24.01		



Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño

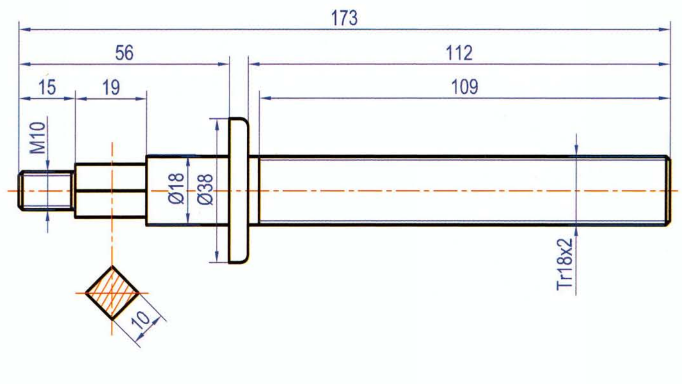
TAPA

Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de despiece

Nº plano: 24.08



Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño

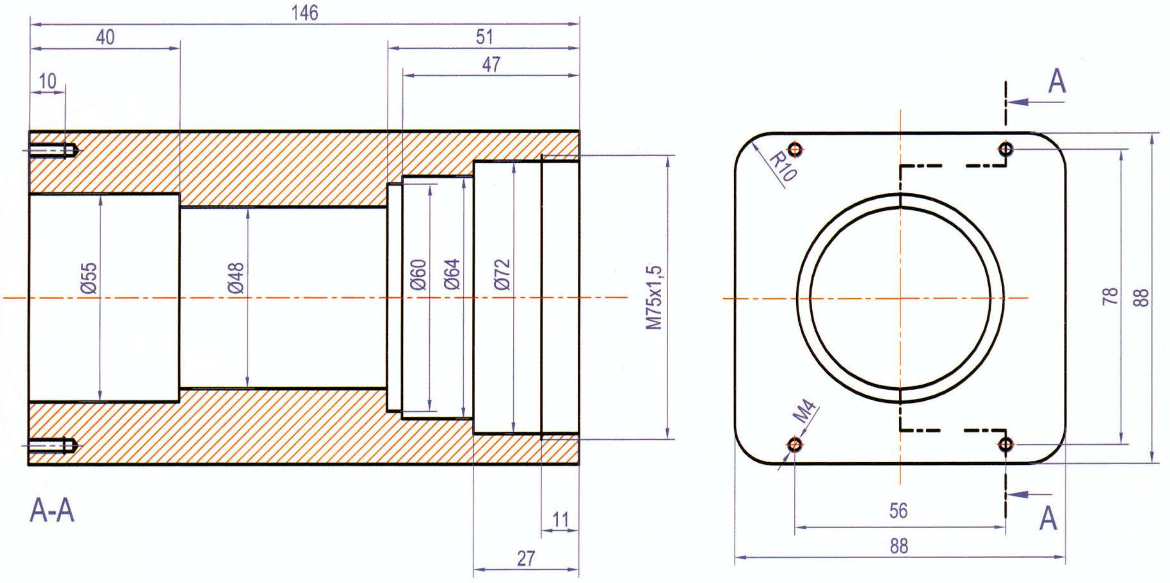
HUSILLO

Idioma: es

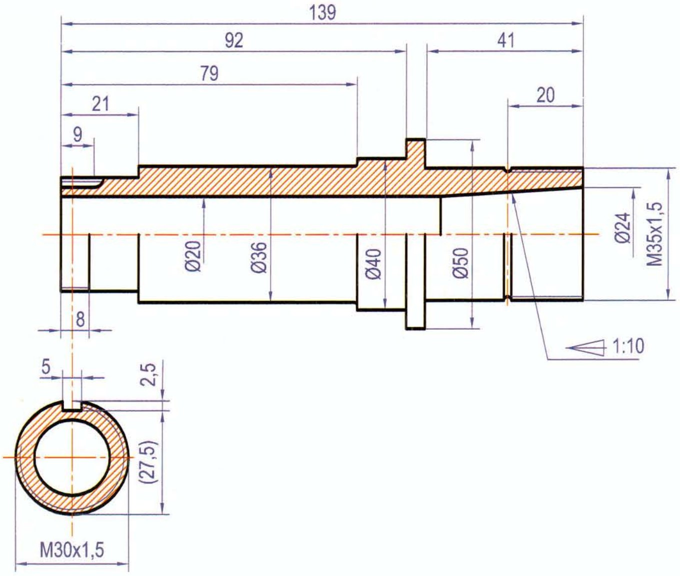
Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de despiece

Nº plano: 24.02



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño		CUERPO INTERIOR		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 24.06		



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño		SOPORTE PARA PUNTO		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 24.11		

REDUCTOR DE DOS ETAPAS

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
3. Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto.
4. Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 2, 3 y 4.

DATOS:

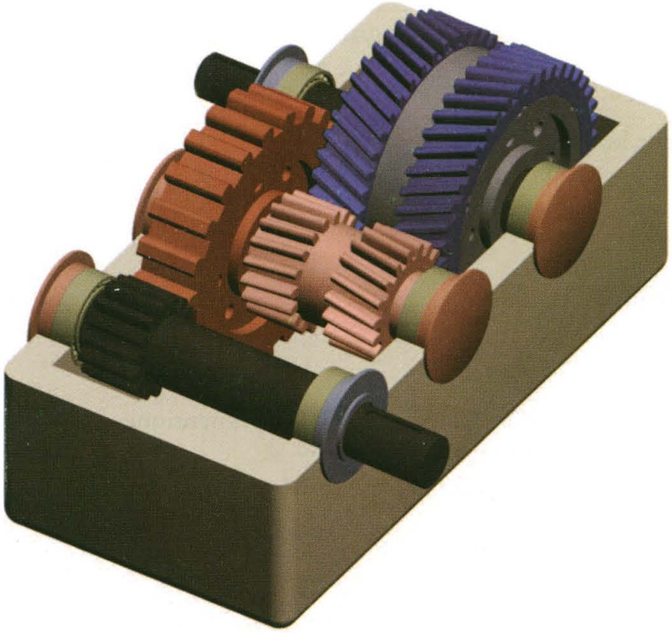
a) Relación entre la velocidad angular del eje de marca 1 y el eje intermedio igual a 14/5.

b) Relación entre la velocidad angular de entrada al reductor y la de salida = 98/15.

c) Módulo normal = 16 para todas las ruedas dentadas.

d) Distancia entre ejes aproximadamente igual a 470 mm para las ruedas dentadas cilíndrico-rectas.

e) Distancia entre ejes aproximadamente igual a 500 mm y ángulo de hélice igual a 15° para las ruedas dentadas cilíndrico-helicoidales.



SOLUCIÓN:

En un reductor de dos etapas, el índice de reducción global es la relación de entrada entre la velocidad angular del eje de entrada y de salida. Si llamamos w_1, w_2 y w_3, respectivamente a las velocidades angulares del eje de entrada, del intermedio y de salida, se tendrá que:

$$i = \frac{w_1}{w_3} = \frac{w_1}{w_3} \times \frac{w_2}{w_3} = i_{12} \times i_{23}$$

Es decir, el índice global es el producto de los índices de reducción parciales de cada una de las etapas.

PRIMERA ETAPA:

$$Z_2 = 14k \quad y \quad Z_1 = 5k$$

$$D_{12} = 16\left(\frac{14k + 5k}{2}\right)$$

de donde:

$$k = 3{,}09$$

Se tomará k = 3, por lo que:

$$Z_2 = 42 \qquad Z_1 = 15 \qquad D_{12} = 456 \text{ mm}$$

SEGUNDA ETAPA:

$$D_{23} = 500 = \frac{16}{\cos 15}\left(\frac{7k + 3k}{2}\right)$$

$$500 = \frac{16}{\cos 15} \times \frac{10k}{2}$$

de donde:

$$k = 6{,}03$$

Se tomará k = 6, por lo que:

$$Z_4 = 42 \qquad Z_3 = 18 \qquad D_{23} = 497 \text{ mm}$$

Elementos normalizados

Rodamientos y accesorios:

Rodamiento 23032 *C/W*33 con 160 × 240 × 60 de dimensiones características.
Tuerca de fijación *M*160 × 3 (espesor 25).
Arandela de retención 160 UNE 18036-78 con $M = 154$, $f_1 = 18$ y $B = 2{,}5$.

Medidas que determinan (figura 1):

Diámetro de acoplamiento con marcas 1 y 2 ($d = 160$).
Rosca *M*160 × 3 en marcas 1 y 2.
Dimensiones de la sección de la ranura para alojamiento de la arandela de retención (M = 154 y $f_1 = 18$).

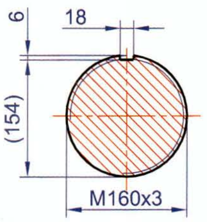


FIGURA 1. MEDIDAS DETERMINADAS POR LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS.

Medidas que condicionan:

Profundidad de la ranura (figura 2):

$$A \geqslant 93 - 60 = 33.$$

Se tomará $A = 34$.

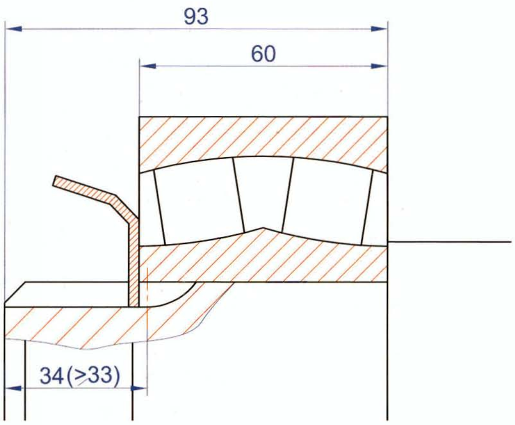


FIGURA 2. PROFUNDIDAD DE RANURAS.

Longitud roscada (figura 3):

$$B \geqslant 93 - 60 - 2{,}5 = 30{,}5.$$

Se tomará $B = 31$.

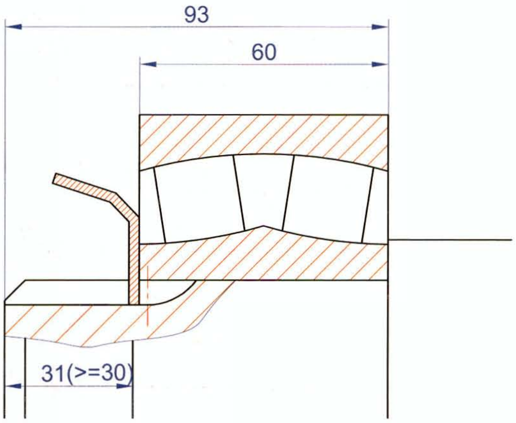


FIGURA 3. LONGITUD ROSCADA.

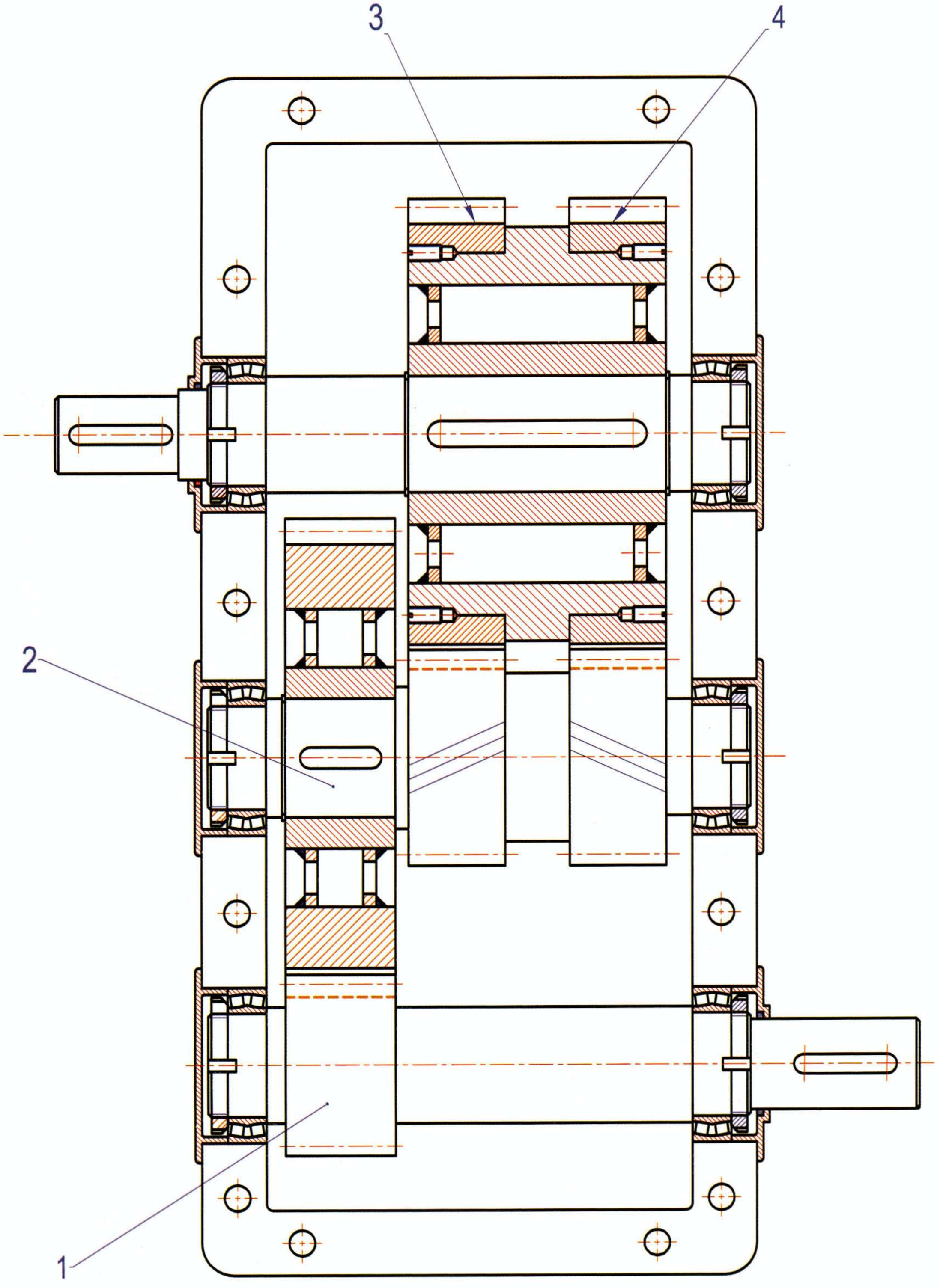
En el eje 1:

Lengüeta *A* 36 × 20 × 160 DIN 6885, con $t_1 = 12$.

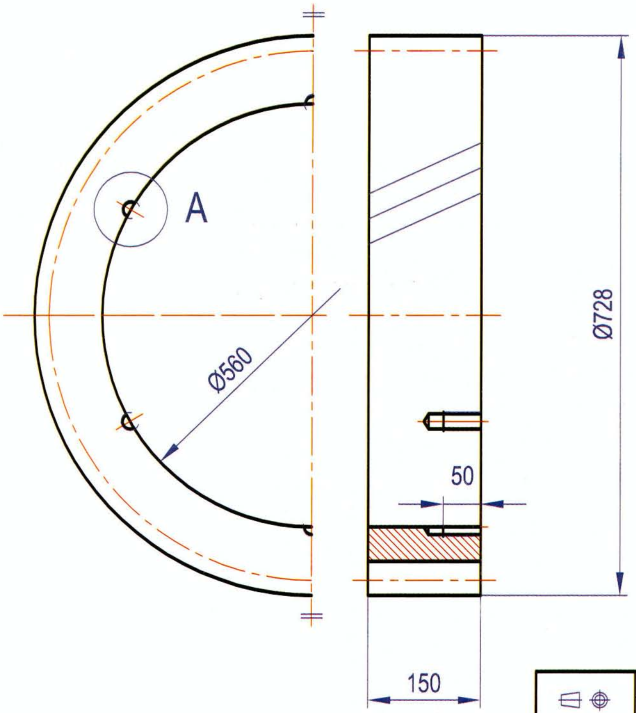
En el eje 2:

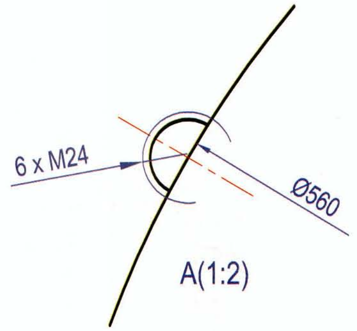
Lengüeta *A* 45 × 25 × 125 DIN 6885, con $t_1 = 15$

Anillo de seguridad 160 × 4 DIN 471 ($m = 4{,}15$, $d_2 = 155$).



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			
Ingeniería Gráfica y Diseño		REDUCTOR DE DOS ETAPAS		Idioma
				es
				Nº Hoja
		Tipo de doc: Plano de conjunto		
		Nº plano: 26.01		

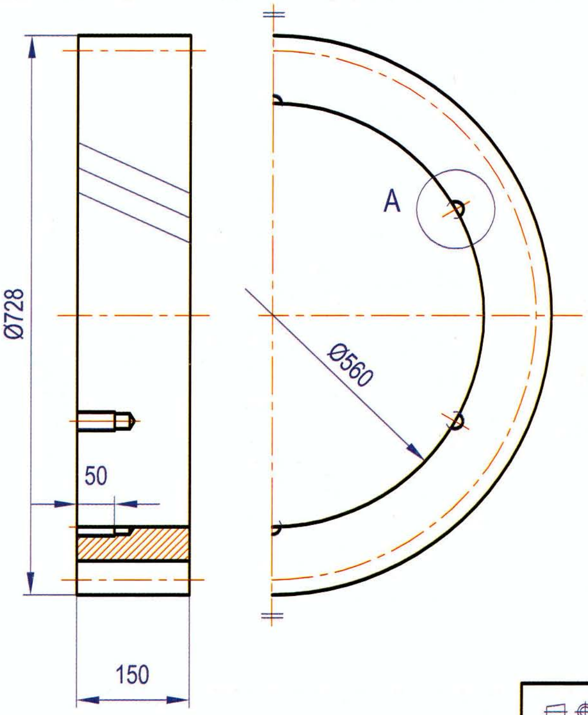


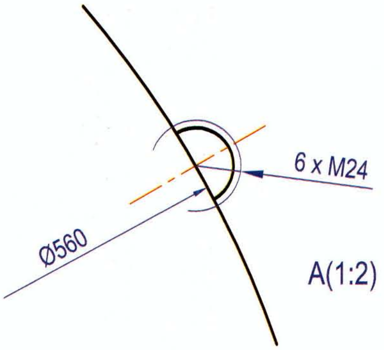


DATOS DE LA RUEDA			
Módulo normal		mn	16
Nºde dientes		Z	42
Cremallera tipo			UNE 18016
Diámetro primitivo		dp	696
Distancia entre ejes		C	497
Angulo entre ejes		α	0º
Angulo de helice		β	15º
Sentido de la helice		→	IZDAS
RUEDA CONJUGADA	Nºde dientes	Z2	18
	Plano nº		26.03

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			

Ingeniería Gráfica y Diseño	RUEDA HELICOIDAL	Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece	Nº Hoja
	Nº plano: 26.05	

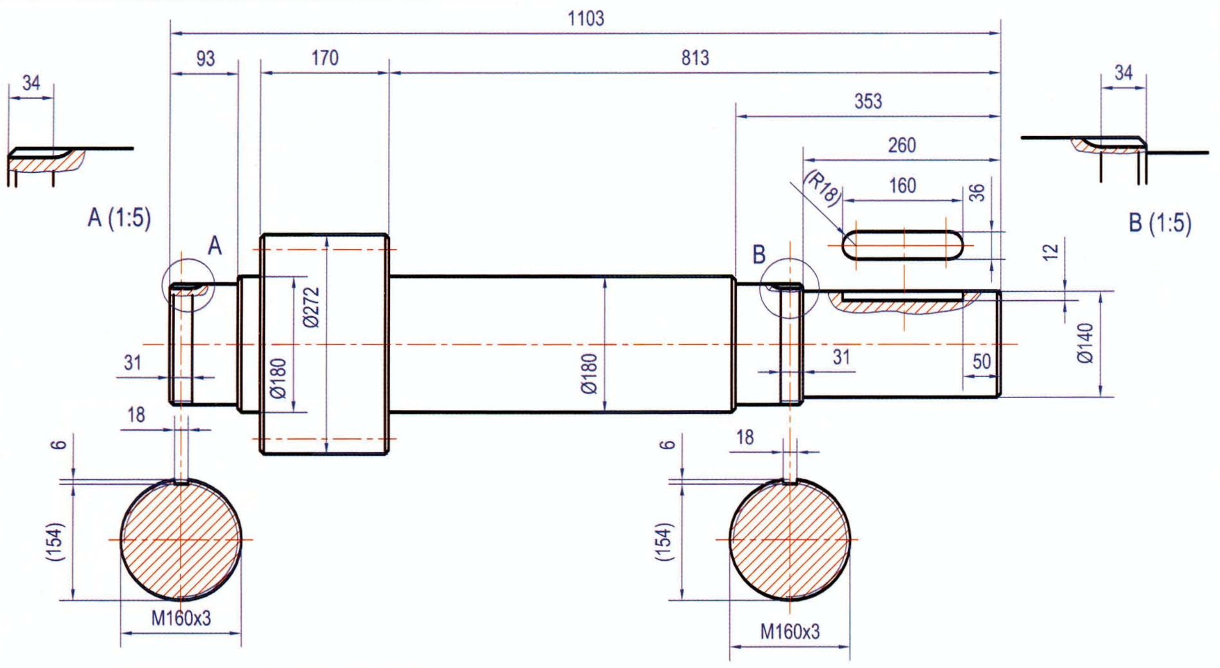




DATOS DE LA RUEDA			
Módulo normal		mn	16
Nºde dientes		Z	42
Cremallera tipo			UNE 18016
Diámetro primitivo		dp	696
Distancia entre ejes		C	497
Angulo entre ejes		α	0º
Angulo de helice		β	15º
Sentido de la helice		→	DCHAS
RUEDA CONJUGADA	Nºde dientes	Z2	18
	Plano nº		26.03

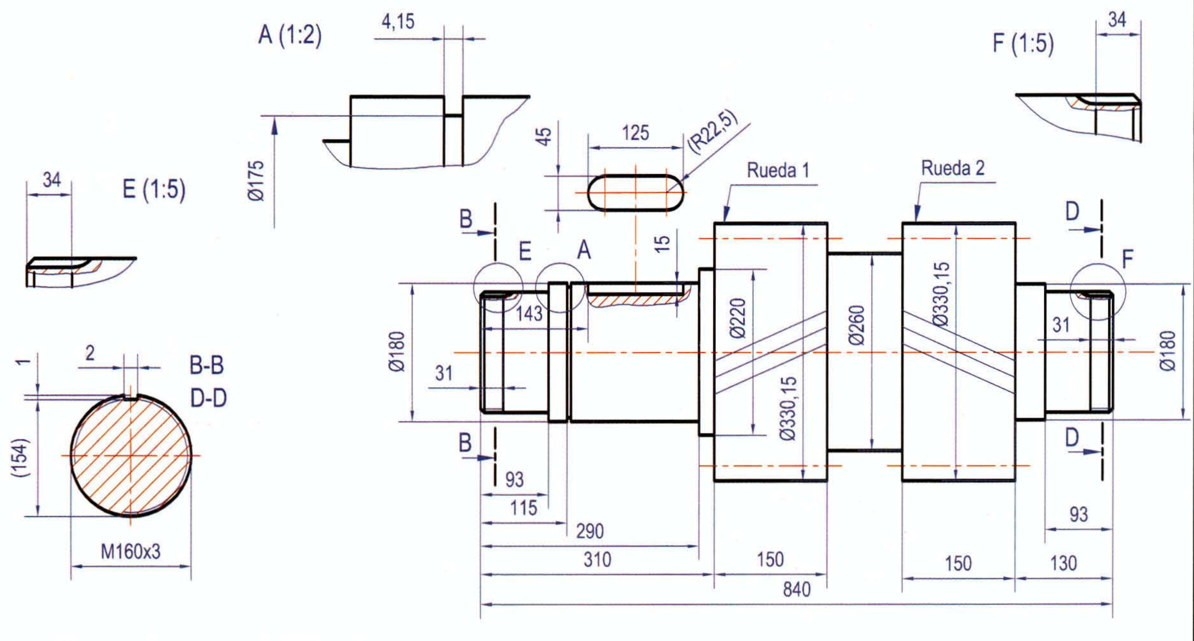
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			

Ingeniería Gráfica y Diseño	RUEDA HELICOIDAL	Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece	Nº Hoja
	Nº plano: 26.04	



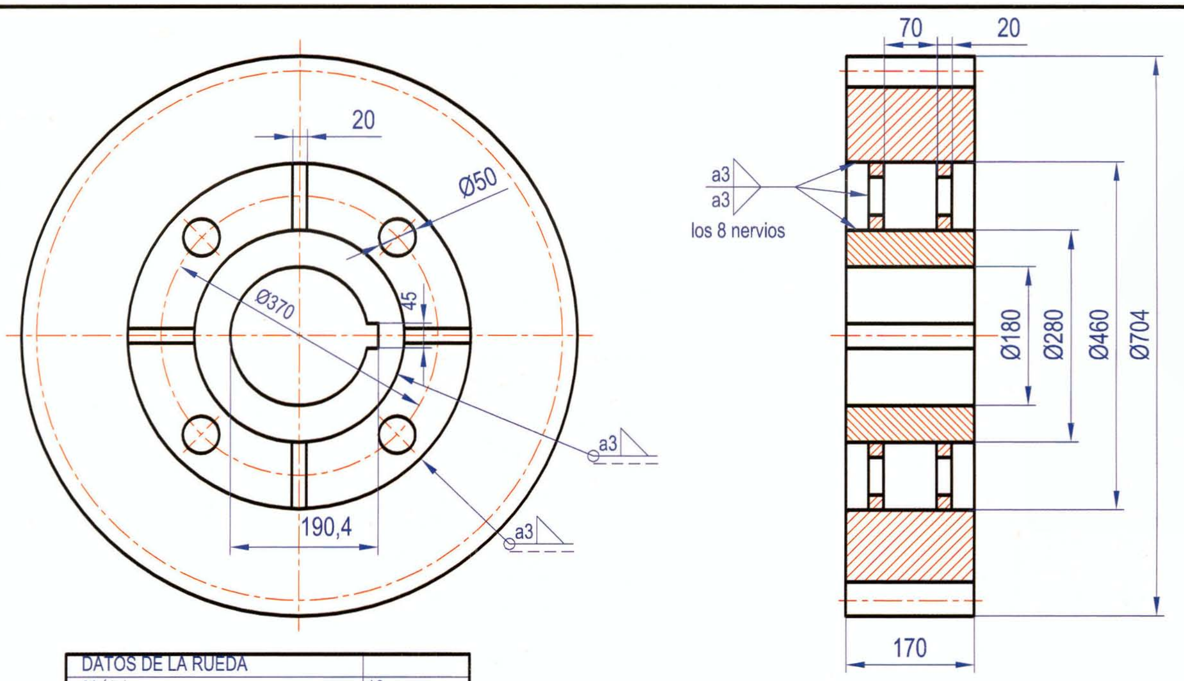
DATOS DE LA RUEDA		
Modulo	m	16
N de dientes	Z1	15
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	240
Medida entre dientes	K	74,2
Distancia entre ejes	C	456
Rueda conjugada	Z2	42
	Plano nº	23.06

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			
Ingeniería Gráfica y Diseño	PIÑON DE ENTRADA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 26.02			



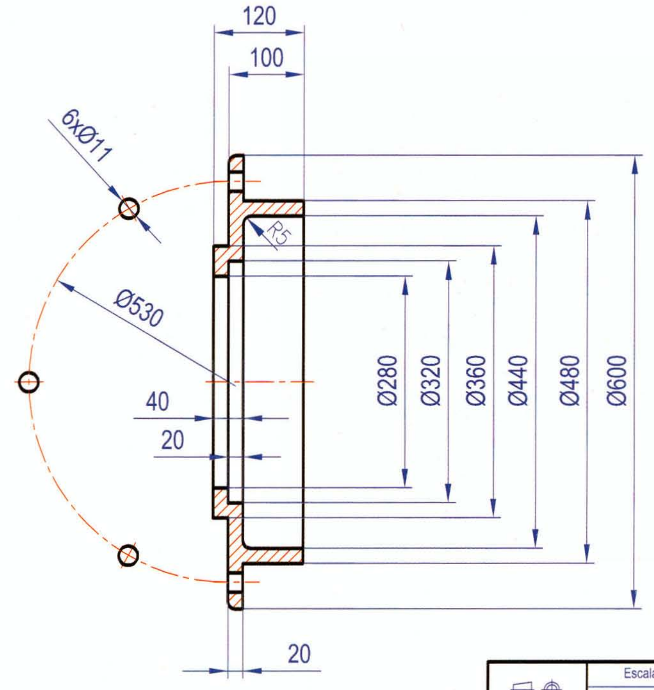
DATOS DE LA RUEDA		RUEDA 1	RUEDA 2
Módulo normal	mn	16	16
Nºde dientes	Z	18	18
Cremallera tipo		UNE 18016	UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	298	298
Distancia entre ejes	C	497	497
Angulo entre ejes	α	0°	0°
Angulo de hélice	β	15°	15°
Sentido de la hélice	→	Izd	dcha
RUEDA CONJUGADA — Nºde dientes	Z2	42	42
RUEDA CONJUGADA — Plano nº		26.04	26.05

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			
Ingeniería Gráfica y Diseño	ARBOL INTERMEDIO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 26.03			

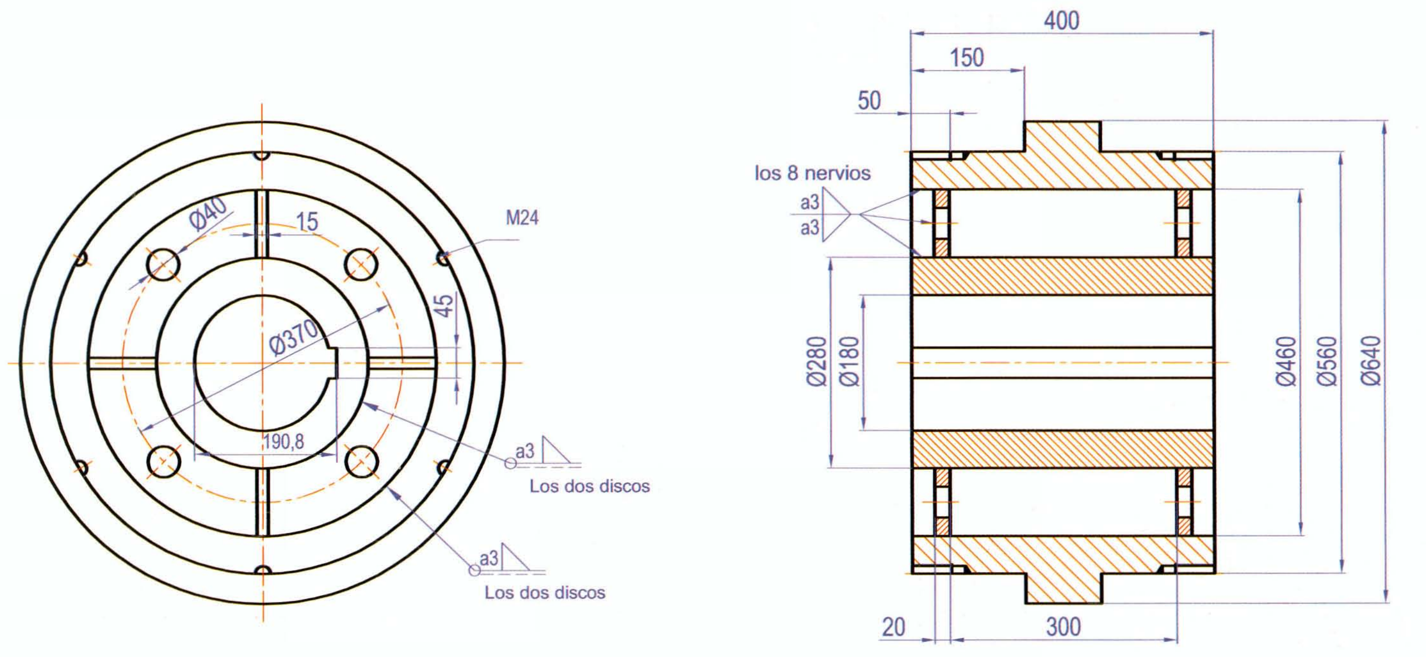


DATOS DE LA RUEDA		
Módulo	m	16
N°de dientes	Z1	12
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	672
Medida entre dientes	K	221,95
Distancia entre ejes	C	456
Rueda conjugada	Z2	15
	Plano n °	26.02

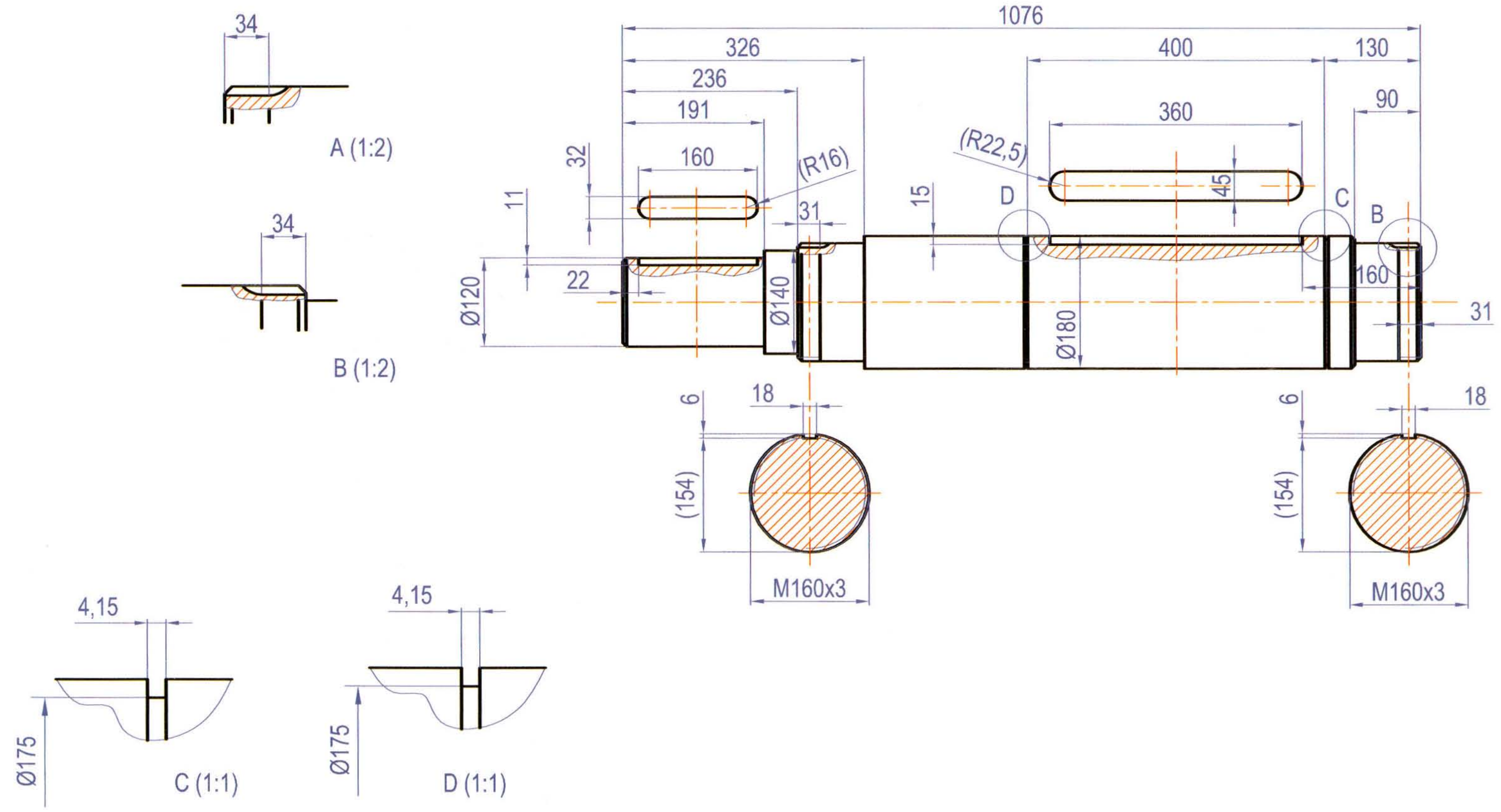
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			
Ingeniería Gráfica y Diseño	RUEDA DENTADA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 26.07			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			
Ingeniería Gráfica y Diseño	TAPA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 26.07			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			
Ingeniería Gráfica y Diseño		RUEDA		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 29.08		



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			
Ingeniería Gráfica y Diseño		EJE		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 29.07		

HUSILLO MANUAL

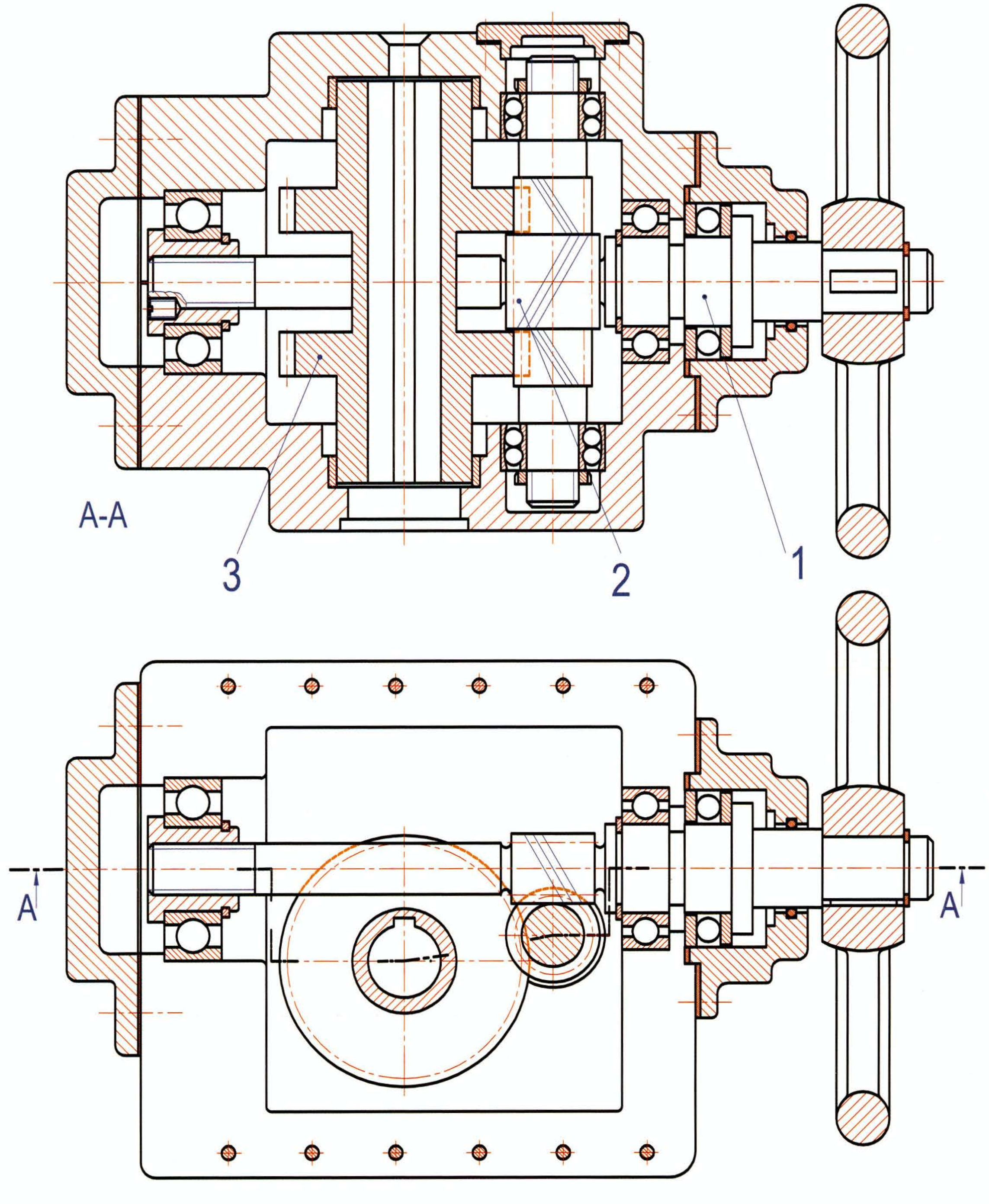
El siguiente reductor se utiliza en instalaciones petrolíferas para facilitar el cierre o la apertura de válvulas de distribución del petróleo.

Se pide:

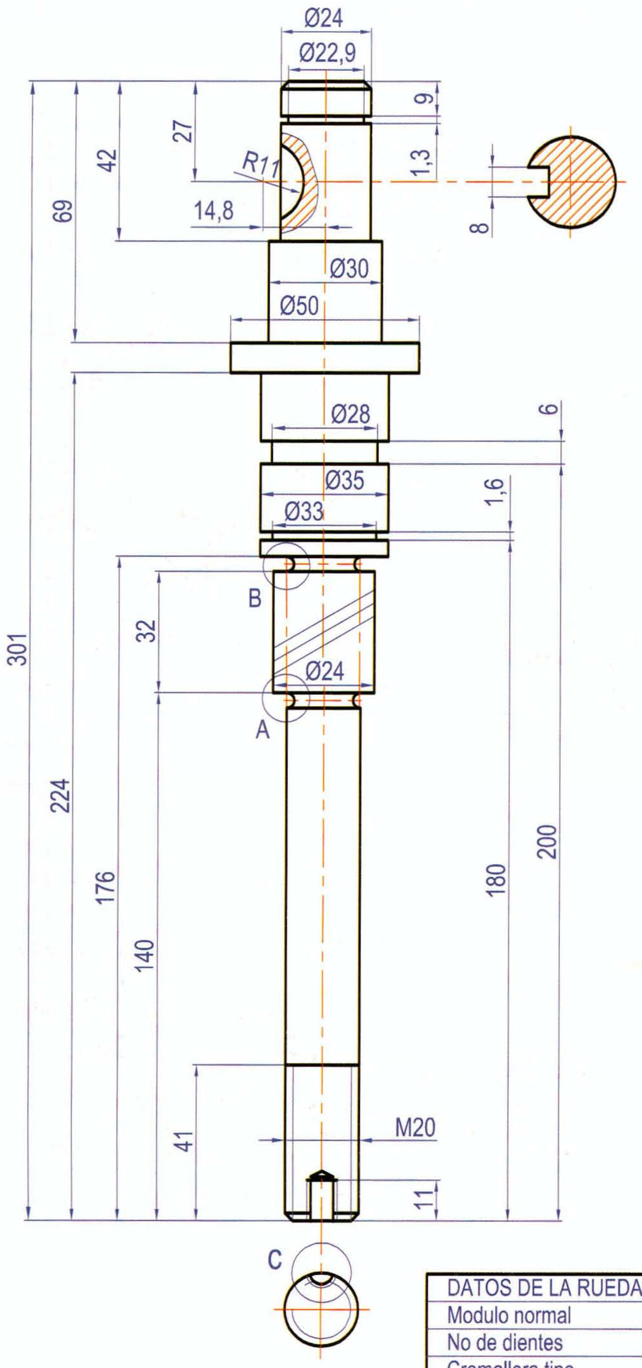
1. Despiece acotado completo de las marcas 1, 2 y 3.

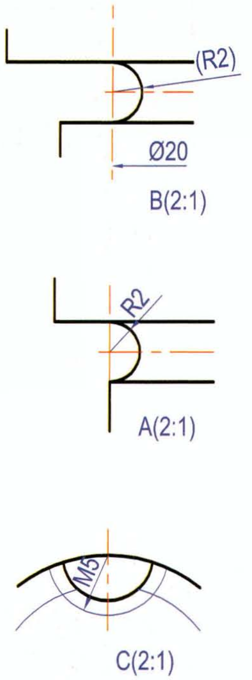
   Se sabe que el módulo normal del husillo es de 1,5 y que el ángulo exacto de su hélice es de 60°. Su índice de reducción es de 17/7.

   En el eje de salida, el ángulo exacto de la hélice es de 55° y su módulo normal es 2. Su índice de reducción es de 26/7.



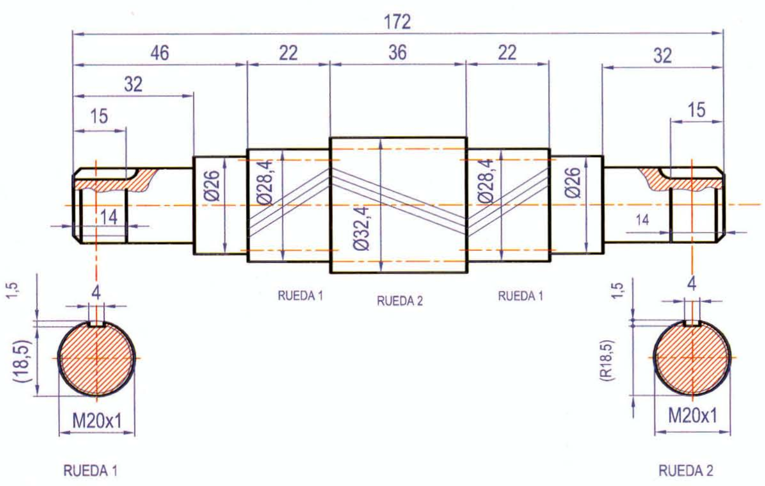
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	2:5			
Ingeniería Gráfica y Diseño	HUSILLO MANUAL			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de conjunto			Nº Hoja
	Nº plano: 29.01			





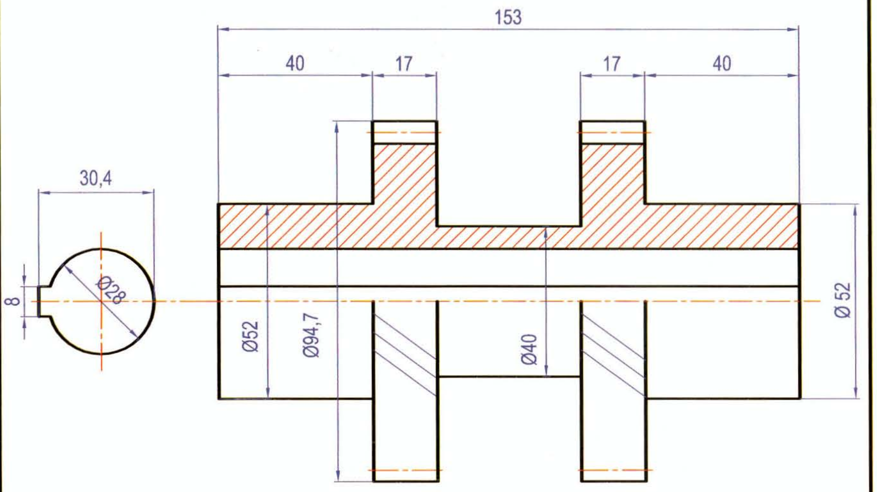
DATOS DE LA RUEDA			
Modulo normal		mn	1,5
No de dientes		Z	7
Cremallera tipo			UNE 18016
Diametro primitivo		dp	21
Angulo de helice		β	60°
Sentido de la helice		$\longrightarrow$	Derechas
Distancia entre ejes		C	25,5
Angulo entre ejes		γ	90°
RUEDA CONJUGADA	N°de dientes	Z2	17
	Plano n °		29.03

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	HUSILLO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de conjunto			Nº Hoja
	Nº plano: 29.02			



RUEDA DENTADA CILINDRICO HELICOIDAL			RUEDA 1	RUEDA 2
Modulo normal		mn	2	1,5
No de dientes		Z	7	17
Cremallera tipo			UNE 18016	UNE 18016
Diametro primitivo		dp	24,56	29,4
Angulo de helice		β	-55º	30°
Sentido de la helice		⟶	IZQUIERDAS	DERECHAS
Distancia entre ejes		C	57,3	25,2
Angulo entre ejes		γ	0º	0º
RUEDA CONJUGADA	Nº de dientes	Z2	26	7
	Plano nº		29.04	29.02

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	ARBOL INTERMEDIO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 29.03			



RUEDA DENTADA CILINDRICO HELICOIDAL			
Modulo normal		mn	2
No de dientes		Z	26
Cremallera tipo			UNE 18016
Diametro primitivo		dp	90,7
Angulo de helice		β	55º
Sentido de la helice		⟶	DERECHAS
Distancia entre ejes		C	57,3
Angulo entre ejes		γ	0º
RUEDA CONJUGADA	Nº de dientes	Z2	7
	Plano nº		29,03

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	ARBOL DE SALIDA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 29.04			

Reductor de tornillo sin fin-corona

Del reductor de tornillo sin fin-corona se pide el despiece de las marcas 3, 4, 5 y 9, sabiendo que el índice de reducción es 32, el módulo normal 2 y el ángulo de hélice 85°.

Funcionamiento:

El siguiente conjunto es un reductor de tornillo sin fin de dientes cóncavos. El tornillo mantiene su forma cilíndrica, siendo la corona la que se adapta a la forma del tornillo. Permite la transmisión de movimiento entre ejes que se cruzan a 90°.

Por la configuración propia de un tornillo sin fin, el ángulo de hélice dado de 85° es el del tornillo, y el de la corona 5°.

Cálculo del engranaje:

Dado que el índice de reducción es 32, se tiene:

$$i = 32 = \frac{Z_{corona}}{Z_{tornillo}} = \frac{32k}{k}$$

Por otra parte, midiendo del plano y aplicando la escala correspondiente, se tiene una distancia entre centros aproximada de 43 mm, por lo que:

$$2c = \frac{m_n Z_{tornillo}}{\cos \beta_{tornillo}} + \frac{m_n Z_{corona}}{\cos \beta_{corona}}$$

Dado que la suma de ángulos de hélice de tornillo y corona debe ser de 90°, si el tornillo tiene un ángulo de hélice de 85°, la corona tendrá 5°, por lo que:

$$86 = \frac{2 \times k}{\cos 85°} + \frac{2 \times 32k}{\cos 5°},$$

de donde:

$$k = 0{,}986 \cong 1$$

así pues:

$$Z_{tornillo} = 1 \quad y \quad Z_{corona} = 32$$

y

$$dp_{tornillo} = \frac{mnZ_{tornillo}}{\cos \beta_{tornillo}} = \frac{2 \times 1}{\cos 85°} = 23{,}0 \text{ mm}$$

$$dp_{tornillo} = \frac{mnZ_{corona}}{\cos \beta_{corona}} = \frac{2 \times 32}{\cos 5°} = 64{,}2 \text{ mm}$$

$$dp_{ejes} = \frac{1}{2}\left(\frac{mnZ_{tornillo}}{\cos \beta_{tornillo}} + \frac{mnZ_{corona}}{\cos \beta_{corona}}\right) = 43{,}6 \text{ mm}$$

SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

TORNILLO SIN FIN:

En esta pieza se encuentran la mayoría de los elementos normalizados que van a afectar a la acotación del despiece de las marcas indicadas. Estos elementos son los siguientes:

- Lengüeta de ajuste (marca 20): el diámetro del eje que la soporta es de 10 mm. La selección es una lengüeta de ajuste *B* 3 × 3 × 16 DIN 6885. En la tabla se ofrecen los valores de la anchura de la ranura del eje, 3 *P*9, y la profundidad de la ranura t_1 = 1,8. El tipo de lengüeta en este caso no es posible determinarlo, pero se ha elegido un tipo *A* de longitud 16 mm.
- Obturador 10 × 14 × 3.
- Tuerca almenada de *M*12.
- Pasador de aletas para un eje de *M*12. El pasador seleccionado es un pasador de aletas 3,2 × 25 UNE 17059. La longitud seleccionada debe ser la suficiente para poder doblar los extremos del pasador e impedir el movimiento.
- Arandela *A* 13 DIN 125. Para una rosca *M*12, se utiliza una arandela de diámetro interior 13 mm.
- Pareja de rodamientos rígidos de bolas 6002 de dimensiones *di* = 15, *D* = 32 y *B* = 9. El rodamiento fija el diámetro de la zona del eje donde se apoya y la anchura del asiento del mismo.
- Arandela de retención 12 UNE 18036-78. Esta arandela obliga a la construcción de una ranura sobre el eje de profundidad 1,5 (el valor *M* = 10,5) y de anchura f_1 = 3.
- Tuerca de fijación *M*12 × 1 UNE 18035.

EJE DE CORONA:

- Lengüetas redondas: en los dos extremos del eje existen dos ranuras para acoplar unas lengüetas redondas. El diámetro de los extremos es 20 mm. La lengüeta correspondiente es una lengüeta redonda de disco 6 × 7,5 DIN 6888. Ésta tiene un diámetro *d*2 = 19 mm y un valor de t_1 = 5,1 y un ancho de ranura de 6 *P*9. La cota de situación del centro de la ranura respecto del eje es: 20/2 – 5,1 + 9,5 = 14,4.
- Obturador 20 × 26 × 4.
- Tuerca almenada de *M*22.
- Pasador de aletas para un diámetro *M*22. El pasador seleccionado es un pasador de aletas 5 × 36 UNE 17059. Su longitud debe permitir que los extremos se doblen e impidan el giro entre la tuerca y el eje.
- Pareja de rodamientos rígidos de bolas 6205 de dimensiones *di* = 25, *D* = 52 y *B* = 15. En este caso, el rodamiento fija el diámetro de la zona del eje donde se apoya.
- Lengüeta de ajuste (marca 27). El diámetro de selección viene determinado por los rodamientos, ya que obligan a que el eje en toda esa zona tenga un valor de 25 mm. La elegida es una lengüeta de ajuste *A* 8 × 7 × 20 DIN 6885. Para esta lengüeta se tiene una profundidad de ranura *t*1 = 4 y una anchura de 8 *P*9. Se ha seleccionado una lengüeta tipo *A*, ya que la ranura del eje, en caso de ser una lengüeta tipo *B*, podría interferir con el asiento del rodamiento.

CORONA:

La corona lleva el cubo correspondiente a la lengüeta de ajuste *A* 8 × 7 × 20 DIN 6885. El valor de la profundidad del cubo es 3,3 mm, y la anchura vale 8 *P*9.

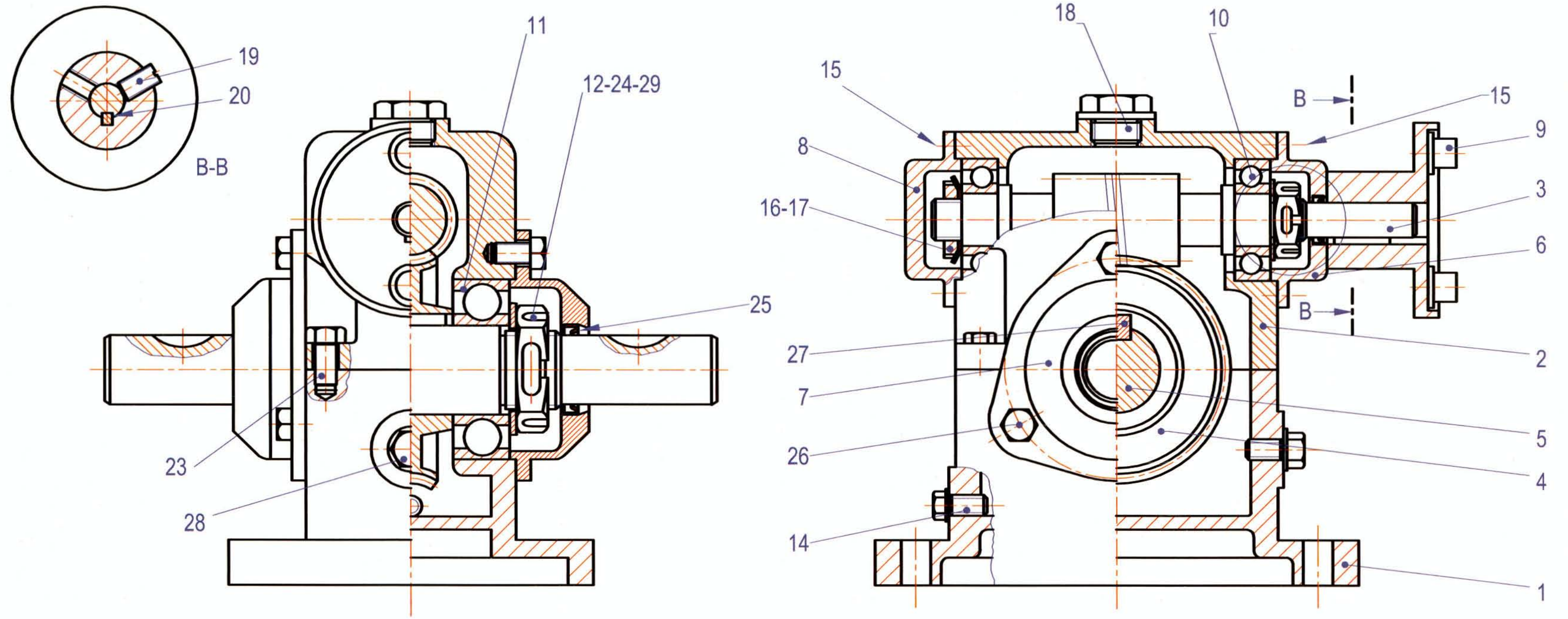
El radio de la circunferencia directriz de las superficies tóricas es la distancia entre centros del reductor, por lo que el diámetro será el doble: $D = 2 \times 43{,}6 = 87{,}2$ mm.

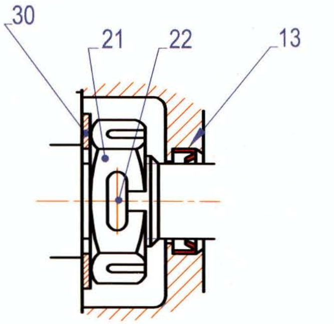
El radio de la generatriz de la superficie exterior de los dientes de la corona se obtendrá a partir del diámetro anterior y del diámetro exterior de la corona de la forma:

$$R = [87{,}2 - (64{,}2 + 2 \times 2)] / 2 = 9{,}5$$

VOLANTE:

El volante lleva una ranura para alojar la lengüeta de ajuste *B* 3 × 3 × 16 DIN 6885. El valor t_2 es 1,4 mm, y la anchura vale 3 *P*9.



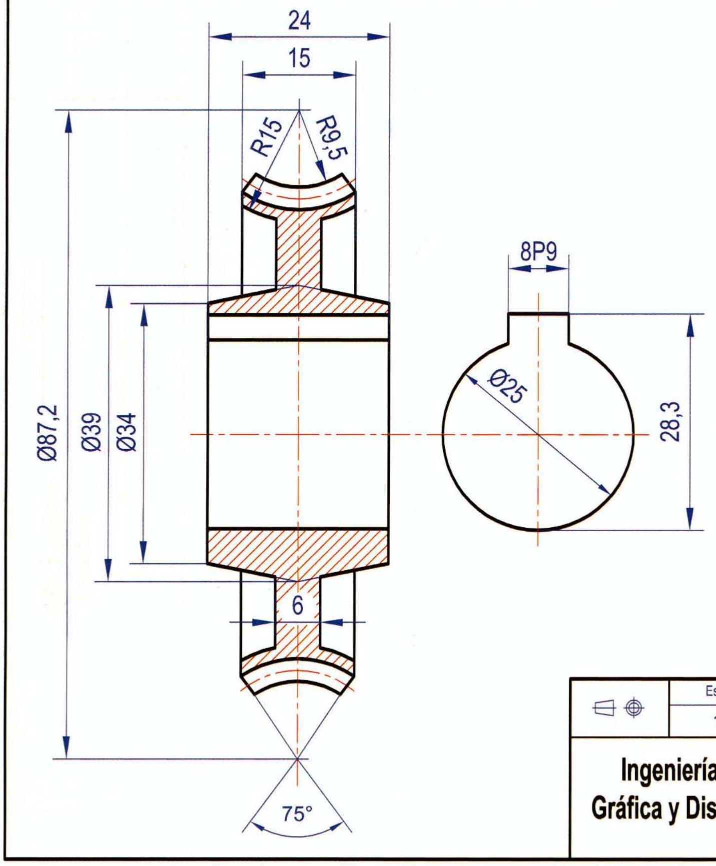


A (1:1)

Cant.	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso
1	Arandela	30		A 13 DIN 125	Acero	
2	Arandela	29		A 23 DIN 125	Acero	
1	Tapón de nivel	28		M6x10 DIN 910	Acero	
1	Lengueta de ajuste	27		A 8x7x20 DIN 6885	Acero	
6	Tornillo	26		M6x10 DIN 601	Acero	
2	Obturador	25		20x26x4	Caucho	
2	Pasador de aletas	24		5x36 UNE 17059	Acero	
4	Tornillos	23		M6x12 DIN 601	Acero	
1	Pasador de aletas	22		3,2x25 UNE 17059	Acero	
1	Tuerca almenada	21		M12 DIN937	Acero	
1	Lengüeta de ajuste	20		B 3x3x16 DIN 6885	Acero	
1	Prisionero	19		M6x12 DIN 551	Acero	
1	Tapón de llenado	18		M16x8 DIN 910	Acero	
1	Arandela de retención	17		12 UNE 18036-78	Acero	
1	Tuerca de fijación	16		M12x1 UNE 18035	Acero	
8	Tornillo	15		M5x10 DIN 601	Acero	
1	Tapón de engrase	14		M6x10 DIN 910	Acero	
1	Obturador	13		10x14x3	Caucho	
2	Tuerca	12		M22 DIN 937	Acero	
2	Rodamiento	11		6205	Acero	

Cant.	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso	Observaciones
2	Rodamiento	10		6002	Acero		
1	Volante	9	30.10		Acero		
1	Tapa	8	30.09		Acero		
2	Tapa	7	30.08		Acero		
1	Tapa	6	30.07		Acero		
1	Eje de corona	5	30.06		Acero		
1	Corona	4	30.05		Bronce		
1	Tornillo sin fin	3	30.04		Acero		
1	Cuerpo superior	2	30.03		Fundición		
1	Cuerpo inferior	1	30.02		Fundición		

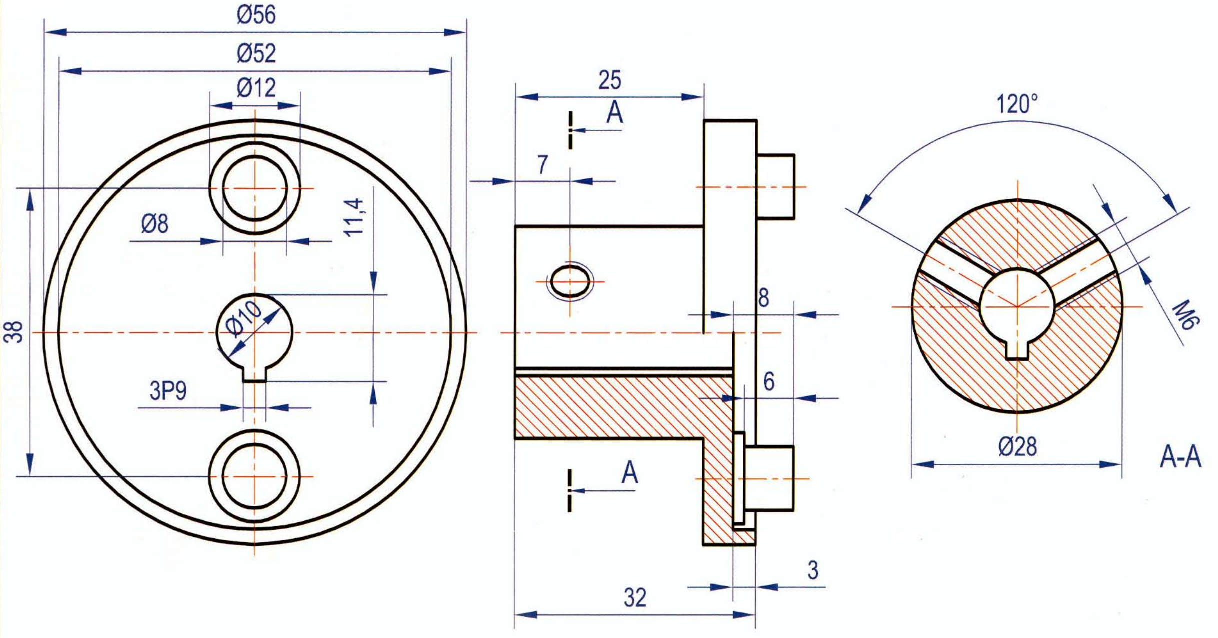
	Escala 1:2	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño		REDUCTOR		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de conjunto		Nº Hoja
		Nº plano: 30.01		



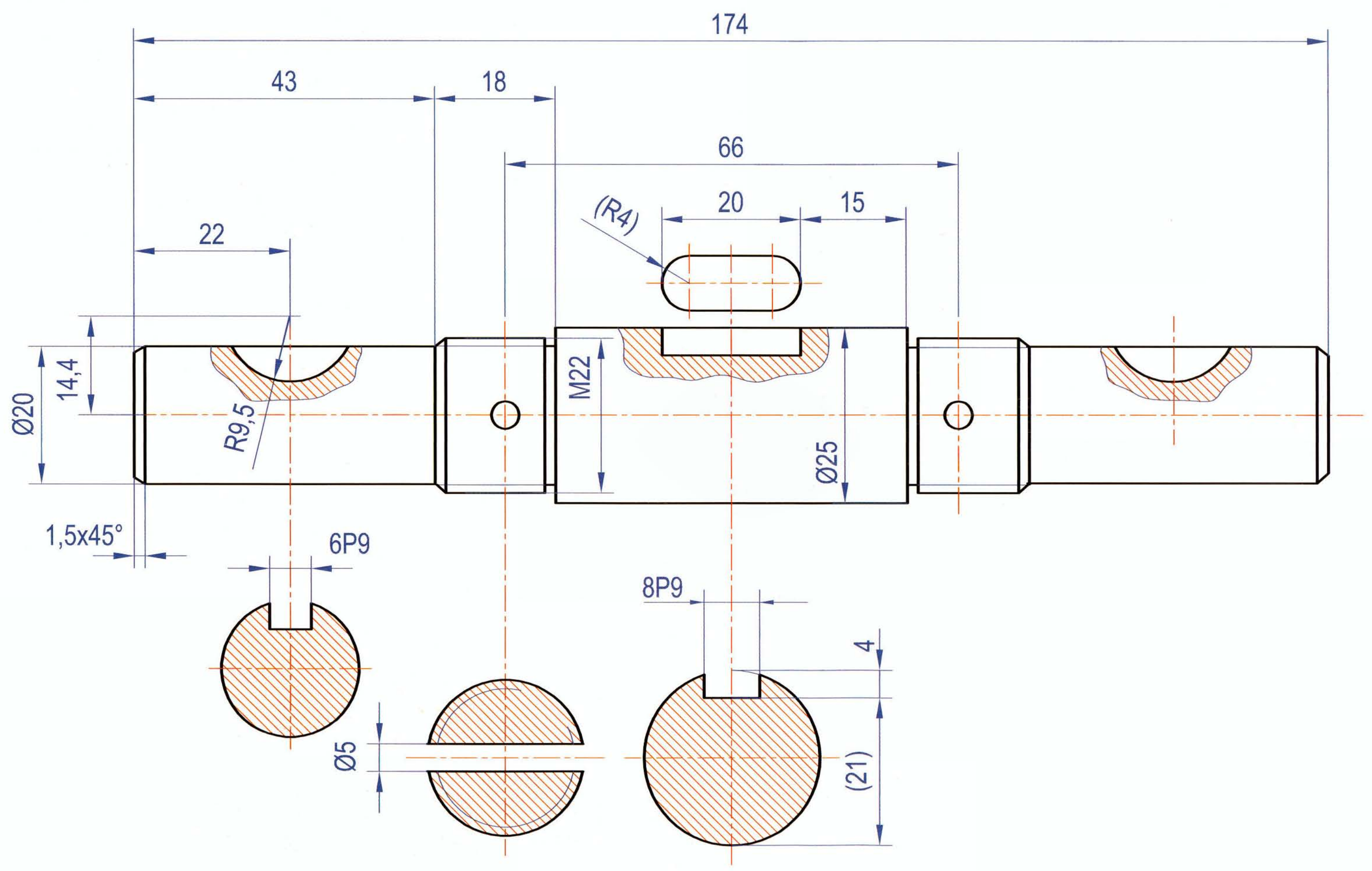
DATOS DE LA CORONA

Módulo normal	mn	2	
Numero de dientes	Z	32	
Cremallera tipo		UNE 18016	
Diámetro primitivo	dp	64,2	
Distancia entre ejes	C	43,6	
Angulo de la hélice		5	
Sentido de la hélice		derechas	
Rueda conjugada	N de dientes		1
	Plano N		30.04

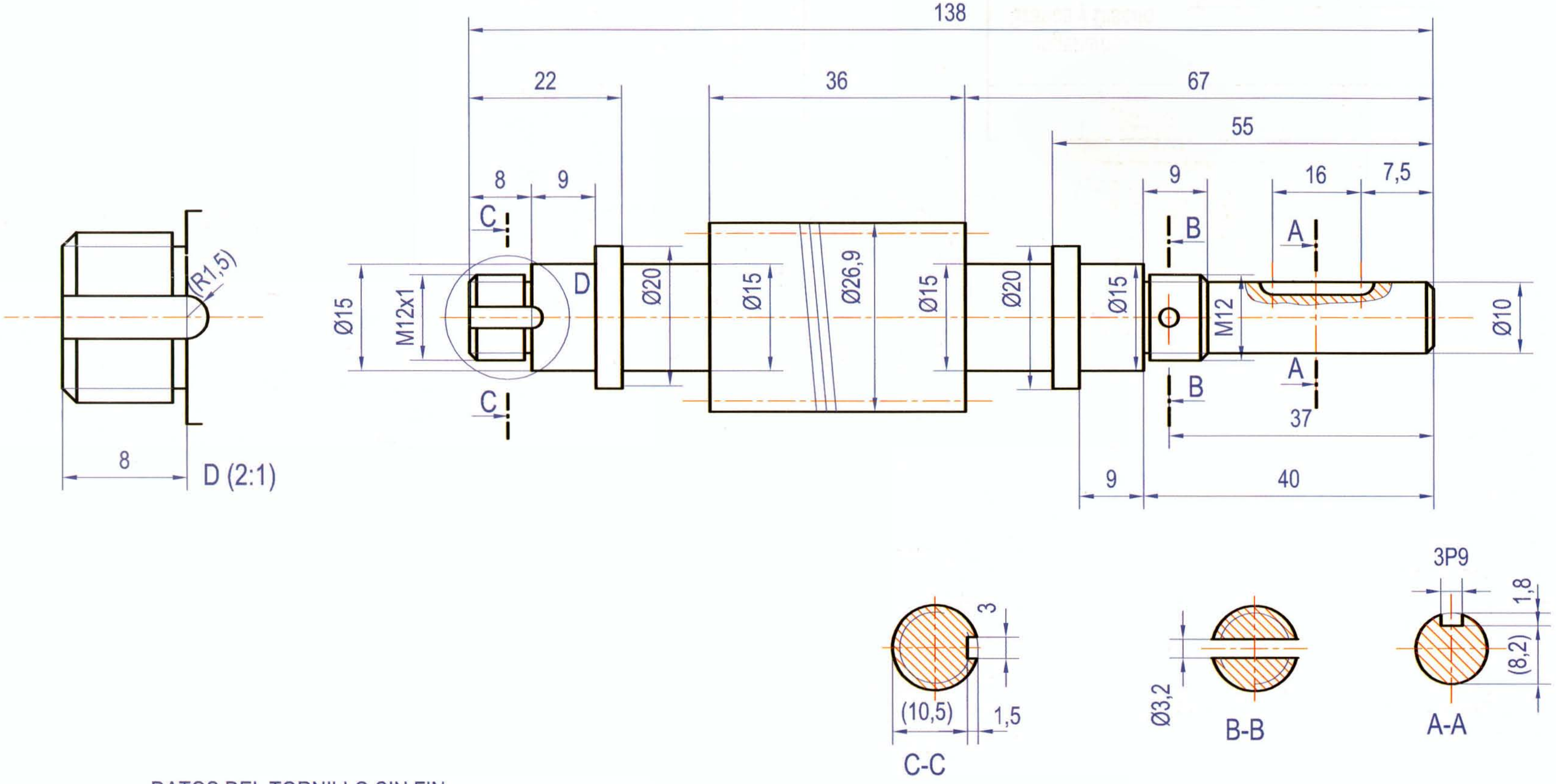
	Escala 1:1	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño	Corona			Idioma
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 30.05			



	Escala 1:1	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño	Volante			Idioma
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 100.23.01			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	EJE CORONA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 30.04			



DATOS DEL TORNILLO SIN FIN

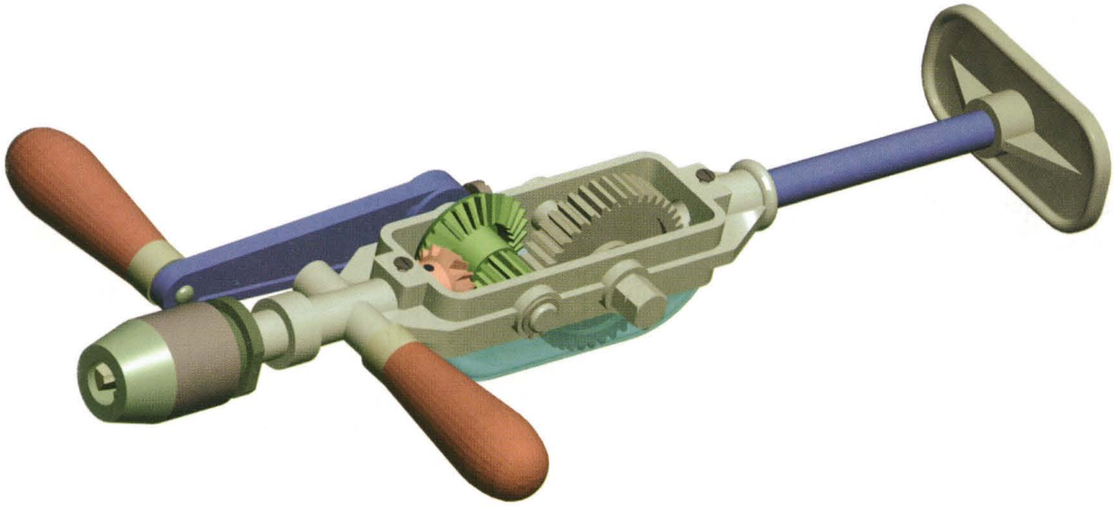
módulo normal	mn	2	
Número de entradas	Z	1	
Cremallera tipo		UNE 18016	
Diámetro primitivo dp		22,9	
Distancia entre ejes C		43,6	
Angulo de la hélice		85°	
Sentido de la hélice		derechas	
Rueda conjugada	N de dientes		32
	Plano N		30.05

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	Tornillo sin fin			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 30-04			

Berbiquí

Del conjunto *berbiquí* se sabe que el módulo del piñón cónico es 2 y el del piñón cilíndrico 1,5. El índice de reducción del engranaje cónico recto es de 1:2, y el del cilíndrico recto es de 1:3. El resto de parámetros necesarios para determinar los números de dientes de las ruedas dentadas se tomarán como aproximados medidos en el plano.

Se pide el despiece acotado de las marcas 3, 4, 5, 6, 7 y 12.



Berbiquí

Solución:

1. Elementos normalizados.

Son elementos normalizados las marcas 19, 20, 21, 22, 23 y 24. Sus designaciones aparecen en el plano de conjunto.

Marca 19: Pasador de aletas 3,2 × 25 UNE 17059. El diámetro del agujero pasante donde se aloja el pasador que une las marcas 5 y 6 será de 3,2.

Marca 20: Pasador de aletas 3,2 × 32 UNE 17059. El diámetro del agujero pasante donde se aloja el pasador que une las marcas 3 y 6 será de 3,2.

Marca 21: Pasador de aletas 3,2 × 25 UNE 17059. El diámetro del agujero pasante donde se aloja el pasador que une las marcas 4 y 7 será de 3,2.

Marca 22: Anillo de seguridad 12 × 1 DIN 471. Sujeta los dos ejes de marca 6 con respecto a la carcasa de marca 1. Las dimensiones de la ranura que se debe construir sobre el eje de marca 6 son: $d_2 = 11{,}5$, $m = 1{,}1$ n(mínimo) $= 0{,}8$.

Marca 23: Anillo de seguridad 8 × 0,8 DIN 471. Sujeta el eje de manivela de marca 16 con respecto a la manivela de marca 15. Las dimensiones de la ranura que se debe construir sobre el eje de manivela son: $d_2 = 7{,}6$, $m = 0{,}9$ n(mínimo) $= 0{,}6$.

Marca 24: Rodamiento axial de bolas 51100 de dimensiones: $d = 10$, $D = 24$, $H = 9$.

2. Cálculo de los engranajes.

ENGRANAJE CÓNICO

El módulo es 2 y el índice de reducción 2. Midiendo del plano de conjunto y aplicando la escala se tendrá un valor aproximado de generatriz del cono primitivo *G* = 32.

Así pues:

$$i = 2 = \frac{Z_{21}}{Z_1} = \frac{2 \times k}{k} \text{ y } G = \sqrt{\left(\frac{dp_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{dp_{21}}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{m \times Z_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{m \times Z_{21}}{2}\right)^2}$$

de donde:

$$32^2 \times 4 = (2 \times 2k)^2 + (2 \times k)^2$$

por lo que:

$$k = 14{,}31 \cong 14$$

y:

$Z_1 = 14$ y $Z_{21} = 28$ $dp_1 = 28$ mm y $dp_{21} = 56$ mm $G = 31{,}3$ mm

ENGRANAJE CILÍNDRICO

El módulo es 2 y el índice de reducción 3. Midiendo del plano de conjunto y aplicando la escala se tendrá un valor aproximado de distancia entre ejes *C* = 42 mm.

Así pues:

$$i = 3 = \frac{Z_3}{Z_{22}} = \frac{3 \times k}{k} \quad \text{y} \quad C = \frac{dp_{22} + dp_3}{2} = \frac{m \times Z_{22} + m \times Z_3}{2}$$

de donde:

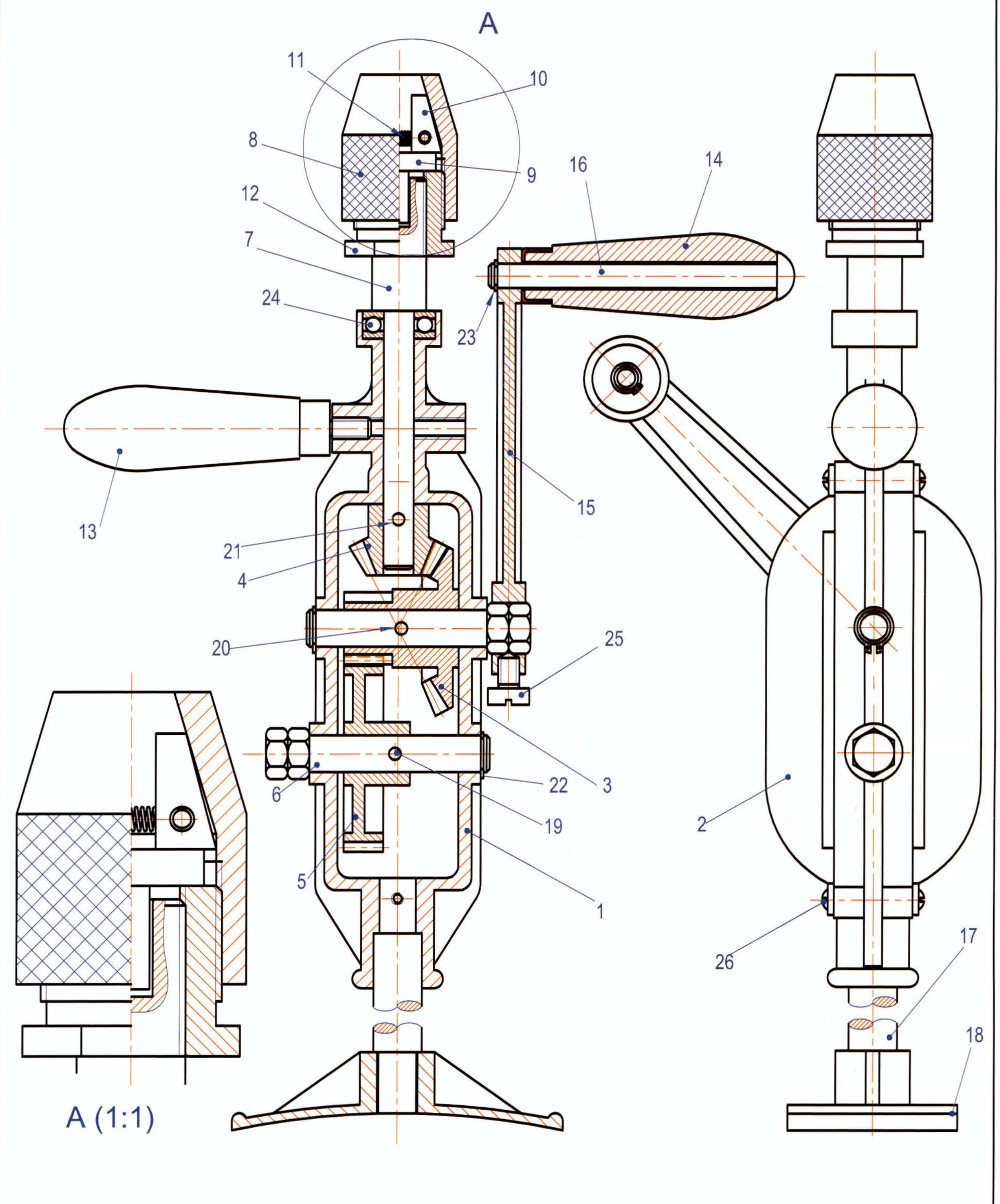
$$42 \times 2 = (1{,}5 \times 3k) + (1{,}5 \times k)$$

por lo que:

$$k = 14$$

y:

$Z_{22} = 14$ y $Z_3 = 42$ $dp_{22} = 21$ mm y $dp_3 = 63$ mm $C = 42$ mm



N piezas	DENOMINACION	MARCA	PLANO	MODELO	MATERIAL
4	TORNILLO	26		M4 DIN 86	ACERO
1	TORNILLO DE FIJACION	25	31.20	51100	ACERO
1	RODAMIENTO	24			
1	ANILLO DE SEGURIDAD	23		8x0,8 DIN 471	
2	ANILLO DE SEGURIDAD	22		12x1 DIN 471	
1	PASADOR DE ALETAS	21		3,2x25 UNE 17-059	
1	PASADOR DE ALETAS	20		3,2x32 UNE 17-059	
1	PASADOR DE ALETAS	19		3,2x25 UNE 17-059	
1	APOYO	18	31.19		ACERO
1	VASTAGO	17	31.18		ACERO
1	EJE DE MANIVELA	16	31.17		ACERO
1	MANIVELA	15	31.16		ACERO
1	MANGO	14	31.15		MADERA
1	MANGO	13	31.14		
1	SOPORTE DE MORDAZA	12	31.13		ACERO
4	MUELLE	11	31.12		ACERO
4	GARRA	10	31.11		ACERO
1	APOYO GARRAS	9	31.10		ACERO
1	PORTA GARRAS	8	31.09		ACERO

N piezas	DENOMINACION	MARCA	PLANO	MODELO	MATERIAL
1	EJE	7	31.08		ACERO
2	EJE DE RUEDAS DENTADAS	6	31.07		ACERO
1	RUEDA CILINDRICO-RECTA	5	31.06		ACERO
1	PIÑON CONICO-RECTO	4	31.05		ACERO
1	RUEDA MIXTA	3	31.04		ACERO
2	TAPA	2	31.03		ACERO
1	CARCASA	1	31.02		ACERO

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño

BERBIQUI

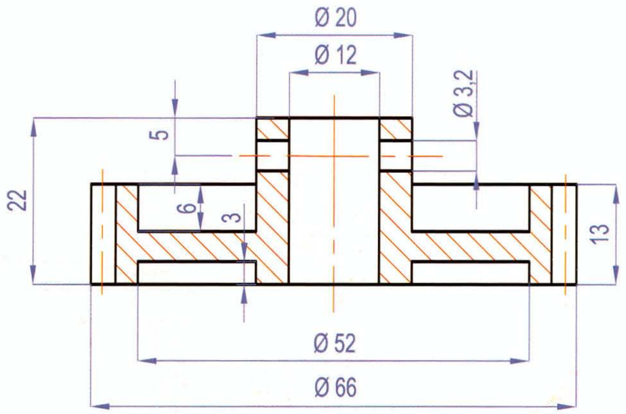
Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano: 31.01

Idioma: es

Nº Hoja

DATOS DE LA RUEDA		
Modulo	m	1,5
N°de dientes	Z1	42
Cremallera tipo		UNE 18016
Diametro primitivo	dp	63
Medida entre 5 dientes	K	20,8
Distancia entre ejes	C	42
Rueda conjugada	Z2	14
	Plano n °	31.04



Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

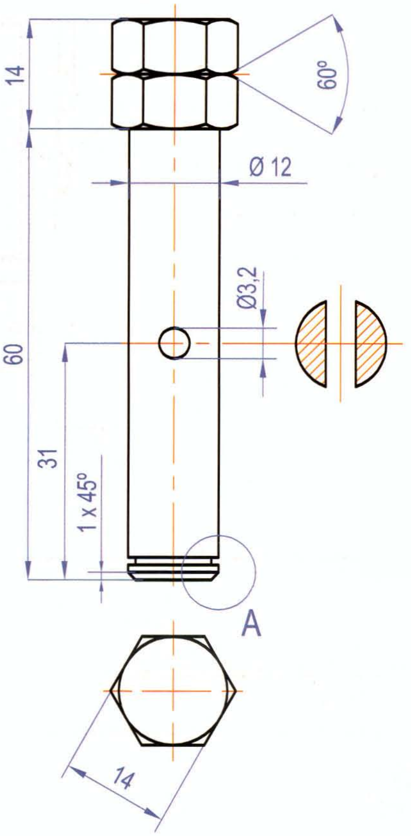
RUEDA CILINDRICA

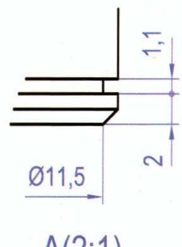
Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de despiece

Nº plano: 31.06





Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

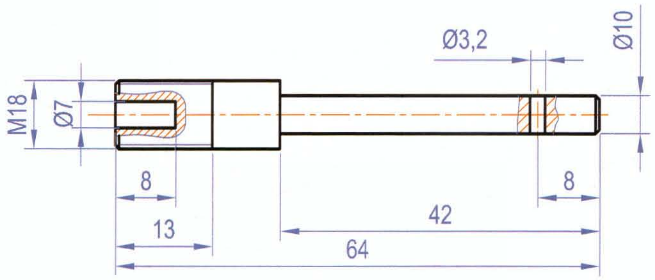
EJE RUEDAS

Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de despiece

Nº plano: 31.07



Todos los chaflanes sin acotar son 1x45°

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

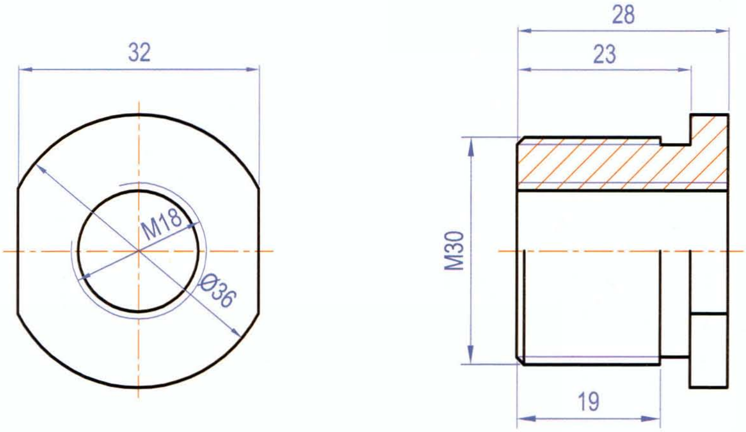
EJE

Tipo de doc: Plano de despiece

Nº plano: 31.08

Idioma: es

Nº Hoja



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

CABEZAL

Tipo de doc: Plano de despiece

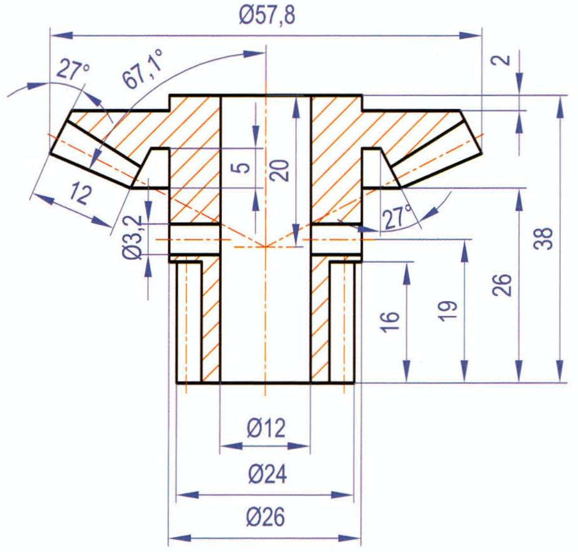
Nº plano: 31.13

Idioma: es

Nº Hoja

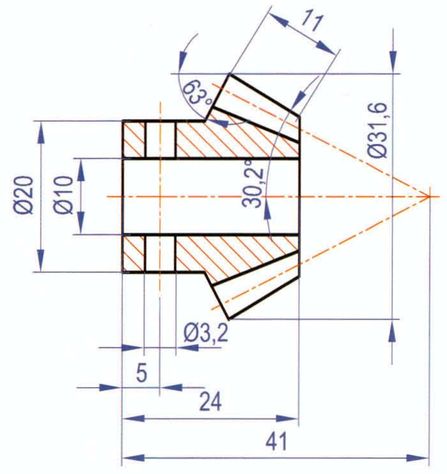
RUEDA CONICA			
Módulo normal		m	2
Nº de dientes		Z1	28
Cremallera tipo			UNE 18184
Diámetro primitivo		Dp	56
Semiángulo primitivo		β	63,4 °
Longitud generatriz		G	31,3
Angulo de pie		Θ_b	4,6 °
Angulo entre ejes		γ	90 °
Rueda conjugada	Nº dientes	Z2	14
	Plano n °		31.05

RUEDA CILINDRICO RECTA			
Módulo		m	1,5
Nº de dientes		Z1	14
Cremallera tipo			UNE 18016
Diámetro primitivo		dp	21
Medida Y entre 2 dientes		K	6,9
Distancia entre ejes		C	42
Rueda conjugada		Z2	42
	Plano n °		31.06



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		RUEDA INTERMEDIA		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 31.04		

DATOS DEL PIÑON			
módulo normal		m	2
Nº de dientes		Z1	14
Cremallera tipo			UNE 18184
Diámetro primitivo		Dp	28
Semiángulo primitivo		β	26,6 °
Longitud generatriz		G	31,3
Angulo de pie		Θ_b	4,6 °
Angulo entre ejes		γ	90°
Rueda conjugada	N° de dientes	Z2	28
	Plano n °		31.04

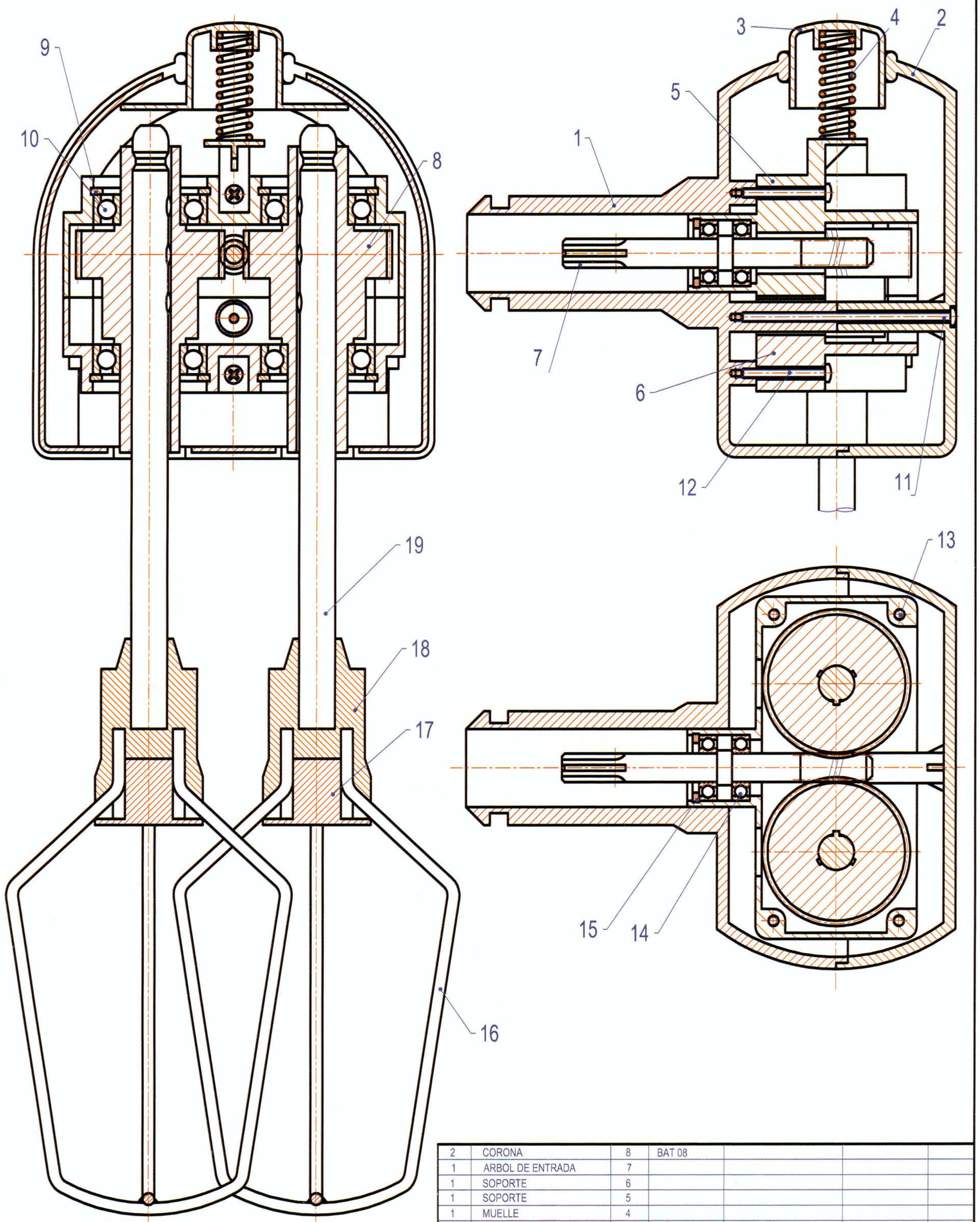


	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		PIÑON CÓNICO		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 31.65		

Accesorio para batidora

Del conjunto *accesorio para batidora* se pide:

1. Despiece acotado de las marcas 1 y 8. El módulo normal de las ruedas dentadas es de 0,4, la distancia entre ejes se debe medir del plano, el ángulo de la hélice exacto del sin fin es 80° y el índice de reducción 30:1.
2. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 19 y 8 para la dimensión nominal de 6 mm, tal que el ajuste no sea superior a 70 μm ni inferior a 20 μm, seleccionando el sistema de ajuste más apropiado. Justificar la elección del tipo de ajuste (juego, aprieto o indeterminado) y del sistema de ajuste.
3. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 18 y 19 para la dimensión nominal correspondiente, sabiendo que el ajuste no debe ser superior a 3 μm ni inferior a 26 μm, seleccionando el sistema de ajuste más apropiado, justificando la elección.
4. Representar todas las tolerancias calculadas para las piezas 8 y 1 sobre los despieces.



Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso
2	EJE BRAZO	19				
2	SOPORTE	18				
2	TAPON	17				
2	ASPAS	16				
1	ANILLO DE SEGURIDAD	15		11x1 DIN 472		
2	RODAMIENTO	14		618/5		
4	TORNILLO	13		M2x20 DIN912		
2	TORNILLO	12		M2x14 DIN7985		
1	TORNILLO	11		M2x35 DIN7985		
4	RODAMIENTO	10		6800		
4	ANILLO DE SEGURIDAD	9		19x1 DIN 472		

Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso
2	CORONA	8	BAT 08			
1	ARBOL DE ENTRADA	7				
1	SOPORTE	6				
1	SOPORTE	5				
1	MUELLE	4				
1	PULSADOR DESENGANCHE	3				
1	CARCASA EXTERIOR	2	BAT 02			
1	CARCASA UNION BATIDORA	1				

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

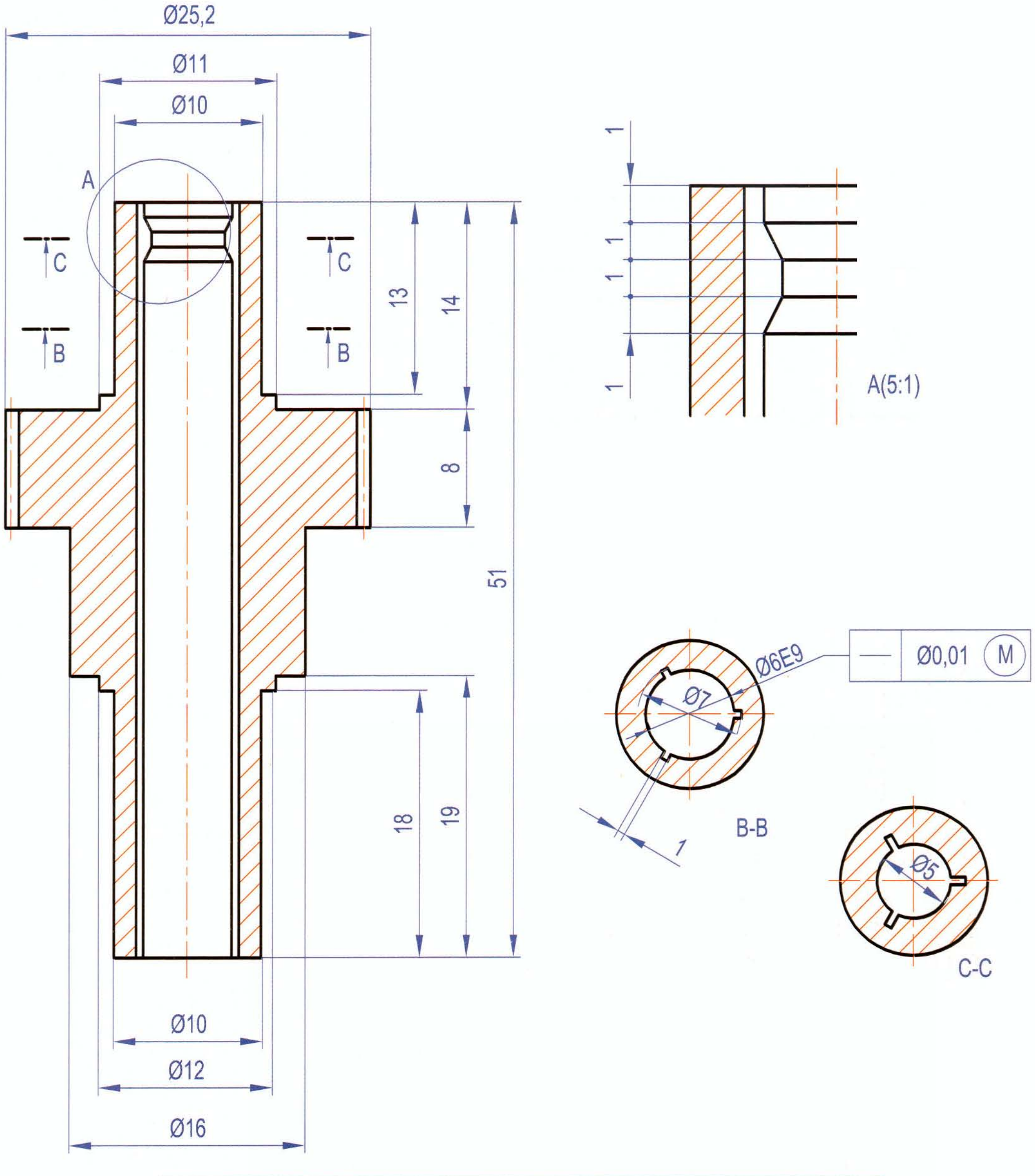
ACCESORIO PARA BATIDORA

Idioma: es

Nº Hoja

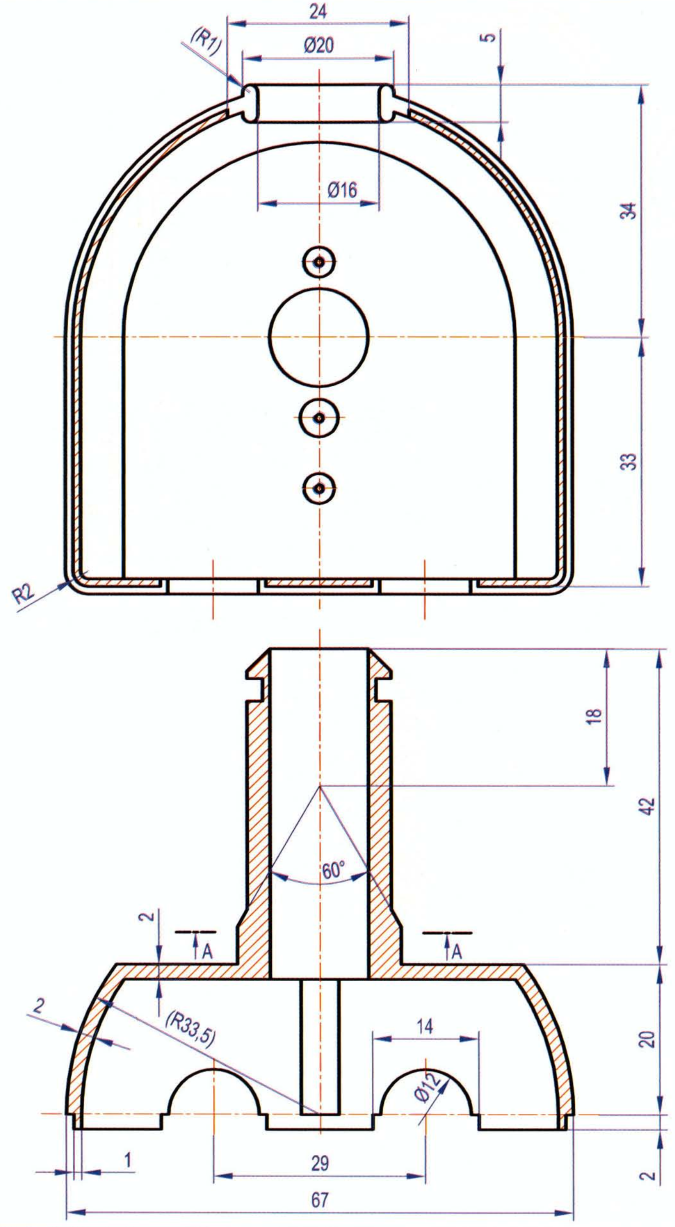
Tipo de doc: Plano de conjunto

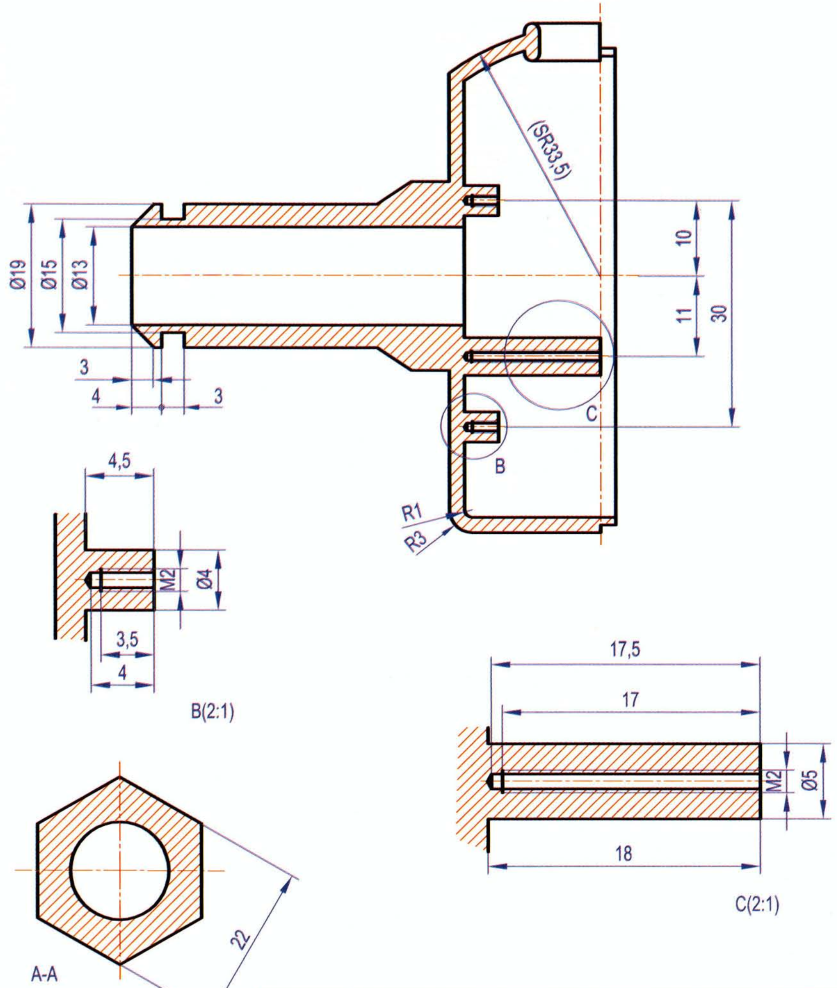
Nº plano: BAT 01



DATOS DE LA CORONA			
Módulo normal		mn	0,4
Nº de dientes		Z2	60
Cremallera tipo			UNE 18016
Diámetro primitivo		Dp	24,4
Distancia entre ejes		C	14,5
Angulo de hélice		$\beta 2$	10°
Sentido de la hélice		⟶	Izquierda
Rueda conjugada	Nºde hilos	Z1	2
	Plano n º		7

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	2:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		CORONA		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: BAT 08		





	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		CARCASA EXTERIOR		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: BAT02		

Rueda motriz

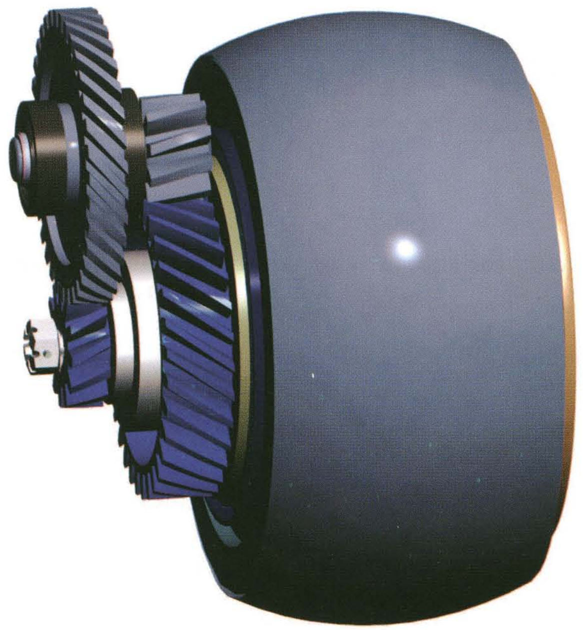
En el conjunto *rueda motriz* se sabe que:

En los rodamientos de bolas con contacto angular, para el rodamiento de mayores dimensiones en el aro que va montado con juego se permite un juego comprendido entre 0 y 45 µm y en el aro que va montado con aprieto, se permite un aprieto comprendido entre 0 y 25 µm. En los rodamientos rígidos de bolas, en el aro que va montado con juego se permite un juego comprendido entre 15 y 60 µm, y en el aro que va montado con aprieto, se permite un aprieto comprendido entre 0 y 70 µm.

La marca 15 tiene módulo normal 5, y la marca 22 tiene módulo normal 4. La marca 26 tiene ángulo de hélice exacto de 15°. La marca 17 tiene un ángulo de hélice aproximado de 25°. Los dos piñones tienen el mismo sentido de hélice. La reducción global del mecanismo es de 8, y la de la etapa de menor reducción es de 2,5.

Se pide:

1. Determinar las tolerancias dimensionales ISO normalizadas que se deben aplicar a las piezas que ajustan con el rodamiento de bolas de contacto angular de mayores dimensiones y con los rígidos de bolas.
2. Despiece acotado de las marcas 26, 15, 12, 17 y 22.
3. Establecer tolerancias de cilindricidad en las marcas 12 y 26 en las zonas de apoyo de los rodamientos de valor igual a IT5/2. Establecer tolerancias de perpendicularidad de valor IT5 para las marcas 12 y 26 en las superficies de apoyo lateral de los rodamientos. Representar las tolerancias en los despieces.



Ajustes:

Rodamientos

a) El rodamiento de marca 28 es el modelo 7306B.

Las dimensiones del rodamiento son:

$$\phi 30^{\,0}_{-0{,}010} \times \phi 72^{\,0}_{-0{,}013} \times 19$$

El aro montado con aprieto, que es el aro interior, debe cumplir un aprieto máximo ≤ 25 μm y un aprieto mínimo ≥ 0 μm.

El aro montado con juego, que es el exterior, debe cumplir un juego máximo ≤ 45 y un juego mínimo ≥ 0 μm.

• El aro exterior del rodamiento tiene

$$\phi\ 72^{\,0}_{-0{,}013}$$

y encaja con el soporte de marca 2 con un juego máximo *JM* ≤ 0,045 μm y un juego mínimo Jm ≥ 0 μ (figura 1).

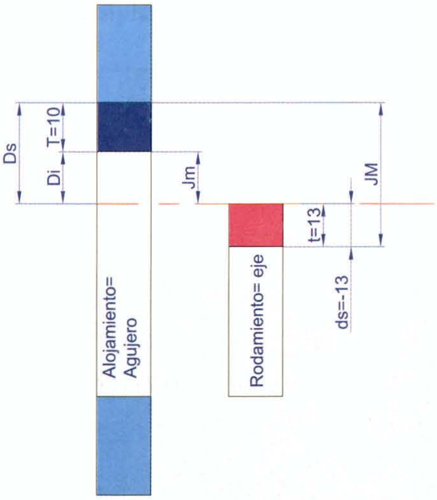


Figura 1. Ajuste con juego entre aro exterior del rodamiento y alojamiento.

$$T + t \leq 0{,}045;\ t = 0{,}013.$$

de donde $T \leq 0{,}032$. Se tomará IT7 con $T = 0{,}030$ mm.

De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de juego mínimo:

$$Jm = 0{,}0 \leq Di - ds = Di - 0,$$

de donde:

$$Di \geq 0$$

Estableciendo la condición de juego máximo:

$$JM = 0{,}045 \geqslant Ds - di = Di + T - (-0{,}013) = Di + 0{,}030 - (-0{,}013) + 0{,}043$$

De donde:

$$Di \leqslant 0{,}002,$$

y así:

$$0 \leqslant Di \leqslant 0{,}002$$

por lo que se tomará la posición *H* con $Di = 0$, y la tolerancia para el agujero del alojamiento será Ø72 *H7*.

- El aro interior del rodamiento tiene $\varnothing 30^{0}_{-0{,}0010}$ encaja con el alojamiento en la rueda con un aprieto máximo $AM \leqslant 0{,}025$ y un aprieto mínimo $Am \geqslant 0{,}0$ (figura 2).

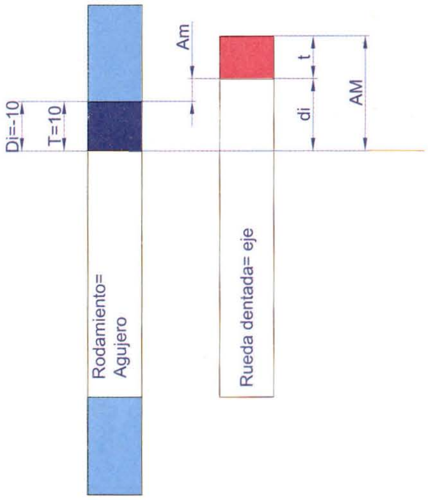


FIGURA 2. AJUSTE CON APRIETO ENTRE ARO INTERIOR DEL RODAMIENTO Y PIÑÓN.

$$T + t \leqslant 0{,}025; T = 0{,}01$$

de donde $t \leqslant 0{,}015$, por lo que se tomará IT6 con $t = 0{,}013$.

De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de aprieto mínimo:

$$Am = 0{,}0 \leqslant di - Ds = di - 0$$

de donde:

$$di \geqslant 0{,}0$$

Estableciendo la condición de aprieto máximo:

$$AM = 0{,}025 \geqslant ds - Di = di + t - (-0{,}010) = di + 0{,}013 + 0{,}01 = di + 0{,}023$$

de donde:

$$di \leqslant 0{,}002$$

por lo que $0 \leqslant di \leqslant 0{,}002$.

Se tomará *k* con un $di = 0{,}002$.

De esta forma se elegirá la tolerancia para el eje Ø30 *k*6. Además, *k*6 es zona de tolerancia preferente.

b) El rodamiento de marca 10 es el modelo 6024.

Las dimensiones del rodamiento son:

$$\varnothing 120^{\;0}_{-0{,}020} \times \varnothing 180^{\;0}_{-0{,}025} \times 28$$

El aro montado con aprieto, que es el aro exterior, debe cumplir un aprieto máximo ≤ 70 μm y un aprieto mínimo ≥ 0 μm.

El aro montado con juego debe cumplir un juego máximo ≤ 60 μm y un juego mínimo ≥ 15 μm.

• El aro interior del rodamiento tiene

$$\varnothing 120^{\;0}_{-0{,}020}$$

y encaja con el soporte de marca 2 con un juego máximo $JM \leqslant 0{,}060$ y un juego mínimo $Jm \geqslant 0{,}015$ (figura 3):

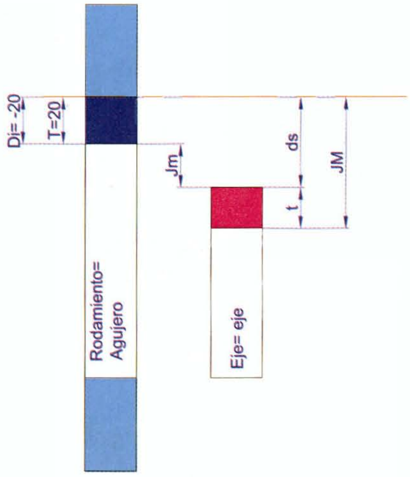


FIGURA 3. AJUSTE CON JUEGO ENTRE ARO INTERIOR DEL RODAMIENTO Y SOPORTE.

$$T + t \leqslant 0{,}06 - 0{,}015 = 0{,}045; T = 0{,}02$$

por lo que $t \leqslant 0{,}045 - 0{,}02 = 0{,}025$.

Se tomará IT6 con $t = 0{,}022$ mm.

De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de juego mínimo:

$$Jm = 0{,}015 \leqslant Di - ds = -0{,}020 - ds$$

de donde:

$$ds \leqslant -0{,}020 - 0{,}015 = -0{,}035 \text{ mm}$$

Estableciendo la condición de juego máximo:

$$JM = 0{,}060 \geqslant Ds - di = 0 - (ds - t) = -ds + 0{,}022$$

de donde:

$$ds \geqslant -0{,}038 \text{ mm}$$

por lo que $-0{,}038 \leqslant ds \leqslant -0{,}035$.

Así, se tomará la posición f con $ds = -0{,}036$, y la tolerancia para el eje será Ø120 f6.

• El aro exterior del rodamiento tiene

$$\varnothing 180^{\;0}_{-0{,}025}$$

y encaja con el alojamiento en la rueda con un aprieto máximo $AM \leqslant 0{,}070$ y un aprieto mínimo $Am \geqslant 0{,}0$ (figura 4).

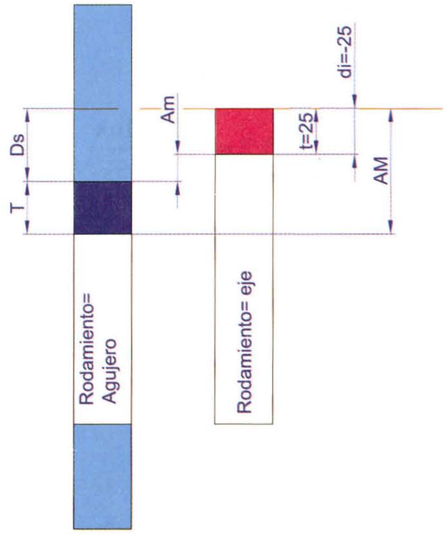


FIGURA 4. AJUSTE CON APRIETO ENTRE ARO EXTERIOR DEL RODAMIENTO Y ALOJAMIENTO.

$$T + t \leq 0{,}070;\ t = 0{,}025$$

de donde $T \leqslant 0{,}045$. Se tomará IT7 con $T = 0{,}040$.

De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de aprieto mínimo:

$$Am = 0 \leqslant di - Ds = -0{,}025 - Ds,$$

de donde:

$$Ds \leqslant -0{,}025 - 0 = -0{,}025$$

Estableciendo la condición de aprieto máximo:

$$AM = 0{,}070 \geqslant ds - Di = 0 - (Ds - T) = -Ds - T$$

de donde:

$$Ds \geqslant -0{,}07 + 0{,}04 = -0{,}03$$

por lo que se tendrá $-0{,}030 \leqslant Ds \leqslant -0{,}025$. Se tomará *P* con $Ds = -0{,}028$.

De esta forma, se elegirá la tolerancia del alojamiento Ø180 *P* 7, dado que es además zona de tolerancia preferente.

Cálculo de las características de las ruedas dentadas

Reducción total: $i = 8$.
Primera etapa: $i_1 = 2{,}5$ (entre marcas 17 y 22).
Segunda etapa: $i_2 = 3{,}2$ (entre marcas 26 y 15).

SEGUNDA ETAPA

Se tomará un índice de reducción:

$$i_2 = 3{,}2 = \frac{Z_{15}}{Z_{26}} = \frac{16k}{5k}$$

Aplicando la ecuación de distancia entre ejes:

$$C_{15,26} = \frac{dp_{15} + dp_{26}}{2} = \frac{m_{c15} \times Z_{15} + m_{c26} \times Z_{26}}{2}$$

$$C_{15,26} = \frac{m}{\cos\beta} \times \frac{Z_{15} + Z_{26}}{2}$$

$$106\ \text{mm} = \frac{5}{\cos 15^\circ} = \frac{16k + 5k}{2}$$

de donde: $k = 1{,}95$, por lo que se tomará $k = 2$ y:

$Z_{15} = 32$ $dp_{15} = 165{,}6$ mm $Z_{26} = 10$ $dp_{26} = 51{,}6$ mm $C_{15,26} = 108{,}7$ mm

PRIMERA ETAPA

La determinación de los parámetros de la segunda etapa supone conocer el valor exacto de la distancia entre ejes, por lo que se deberá considerar como exacto este parámetro y se tendrán que determinar los números de dientes de las ruedas y el ángulo de hélice exacto necesario.

Se tomará un índice de reducción:

$$i_1 = 2{,}5 = \frac{Z_{22}}{Z_{17}} = \frac{5k}{2k}$$

Aplicando la ecuación de distancia entre ejes:

$$C_{22,17} = \frac{dp_{22} + dp_{17}}{2} = \frac{m_{c22} \times Z_{22} + m_{c17} \times Z_{17}}{2}$$

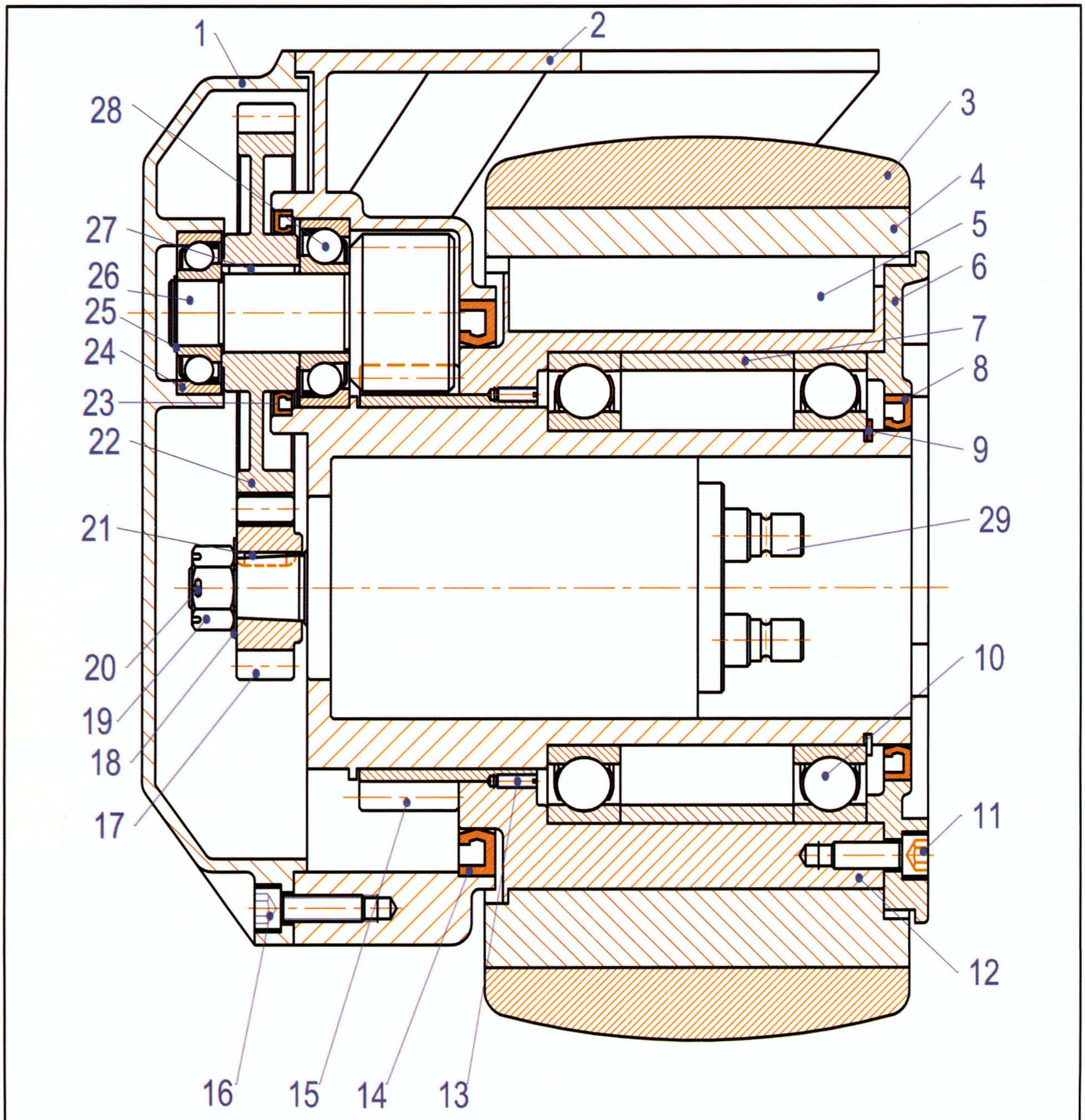
$$C_{15,26} = \frac{m}{\cos\beta} \times \frac{Z_{22} + Z_{17}}{2}$$

$$106 \text{ mm} = \frac{4}{\cos 25^{\circ}} = \frac{5k + 2k}{2}$$

de donde $k = 7{,}04$, por lo que se tomará $k = 7$ y:

$Z_{22} = 35$ $Z_{17} = 14$ $C_{22,17} = C_{15,26} = 108{,}7$ mm $\beta_1 = 25{,}6^{\circ}$

$dp_{22} = 155{,}3$ mm $dp_{17} = 62{,}1$ mm



N piezas	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material
5	Tornillo	11		M10x38 DIN 912	
2	Rodamiento	10		6024	
1	Anillo de seguridad	9		120x4 DIN 471	
1	Retén	8		120x148x10	
1	Separador	7			Acero
1	Tapa	6			Acero
1	Lengüeta	5		A 50x28x140 DIN6885	
1	Cubo exterior	4			Acero
1	Cubierta	3			Caucho
2	Soporte	2			Acero
1	Tapa	1			Acero

N piezas	Denominación	Marca	Modelo	Material
1	Motor hidráulico	29		
1	Rodamiento	28	7306 B	
1	Lengüeta	27	A 8x7x25 DIN 6885	
1	Arbol dentado	26		Acero
1	Anillo de seguridad	25	25x1,2 DIN 471	
1	Rodamiento	24	7305 B	
1	Retén	23	60x78x7	
1	Rueda dentada	22		Acero
1	Lengüeta	21	A 8x7x18 DIN 6885	
1	Pasador de aletas	20	2x32 UNE 17059	
1	Tuerca almenada	19	M16 DIN 935	
1	Arandela plana	18	A 17 DIN 125	
1	Piñón	17		Acero
7	Tornillo	16	M10x40 DIN 912	
1	Rueda dentada	15		Bronce
1	Reten	14	190x220x14	
6	Prisionero	13	M5x14 DIN 551	
1	Cubo interior	12		Acero

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:2			

Ingeniería Gráfica y Diseño

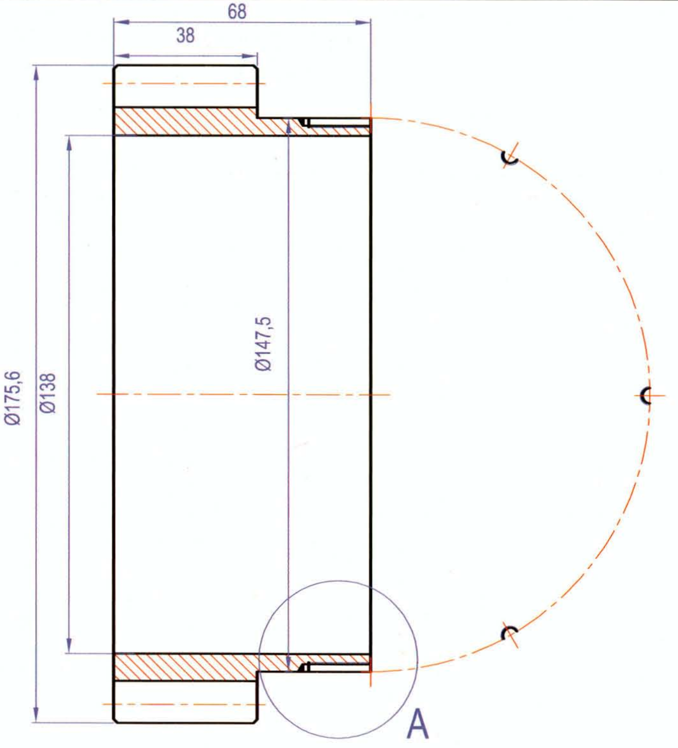
RUEDA MOTRIZ

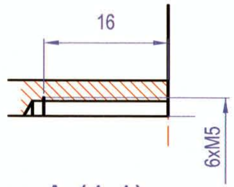
Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano: 32.01

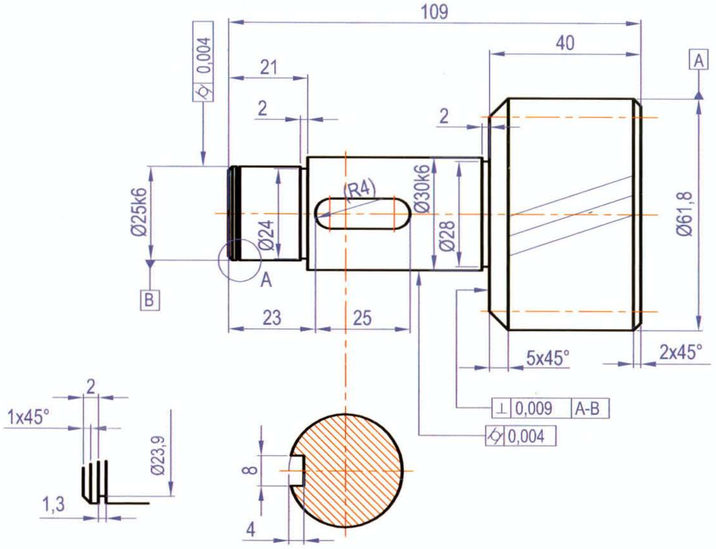




A (1:1)

DATOS DE LA RUEDA			
Modulo normal		mn	5
Nº de dientes		Z	32
Cremallera tipo			UNE 18016
Diámetro primitivo		dp	165,6
Angulo de helice		β	15º
Sentido de la helice		→	DERECHAS
Distancia entre ejes		C	108,7
Angulo entre ejes		γ	0º
RUEDA CONJUGADA	Nºde dientes	Z2	10
	Plano n º		32.12

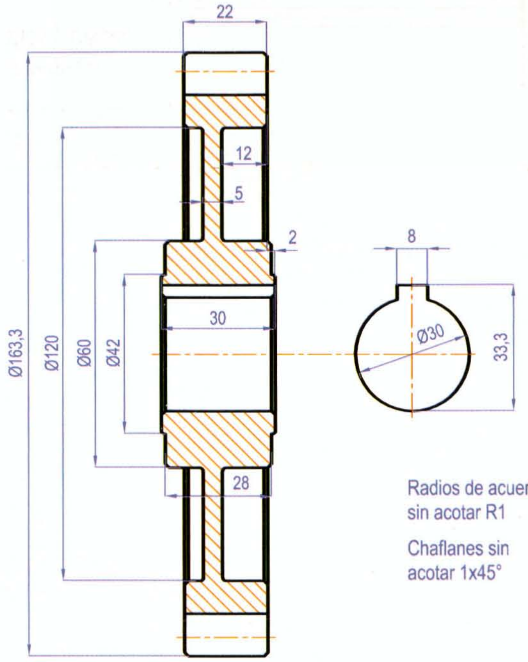
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	RUEDA DENTADA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 32.09			



A (2:1)

DATOS DE LA RUEDA			
Modulo normal		mn	5
No de dientes		Z	10
Cremallera tipo			UNE 18016
Diámetro primitivo		dp	51,8
Angulo de helice		β	15º
Sentido de la helice		→	IZQUIERDAS
Distancia entre ejes		C	108,7
Angulo entre ejes		γ	0º
RUEDA CONJUGADA	Nºde dientes	Z2	32
	Plano n º		32.09

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	ARBOL DENTADO			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 32.12			

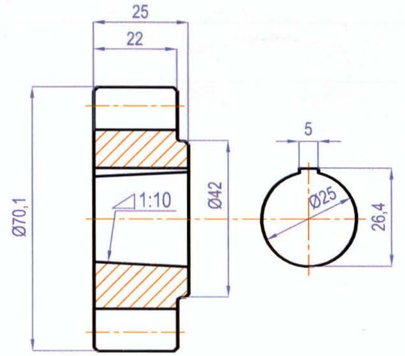


Radios de acuerdo sin acotar R1

Chaflanes sin acotar 1x45°

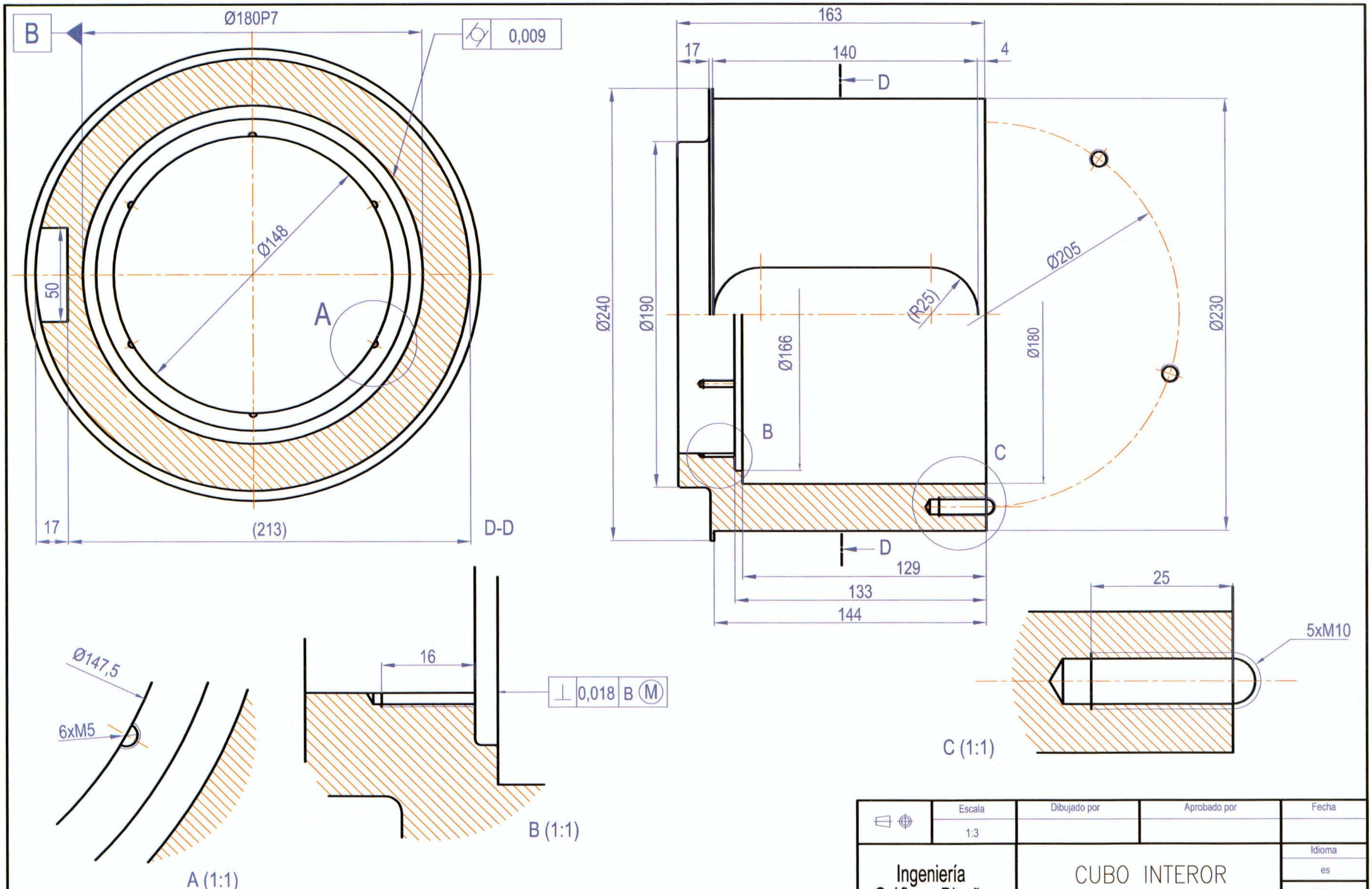
DATOS DE LA RUEDA			
Módulo normal		mn	4
No de dientes		Z	35
Cremallera tipo			UNE 18016
Diámetro primitivo		dp	155,3
Angulo de hélice		β	25,6º
Sentido de la hélice		⟶	DERECHAS
Distancia entre ejes		C	108,7
Angulo entre ejes		γ	0º
RUEDA CONJUGADA	N°de dientes	Z2	14
	Plano n °		32.10

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	RUEDA DENTADA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 32.01			



DATOS DE LA RUEDA			
Módulo normal		mn	4
No de dientes		Z	14
Cremallera tipo			UNE 18016
Diámetro primitivo		dp	14
Angulo de hélice		β	25,6º
Sentido de la hélice		⟶	IZQUIERDAS
Distancia entre ejes		C	108,7
Angulo entre ejes		γ	0º
RUEDA CONJUGADA	N°de dientes	Z2	35
	Plano n °		32.11

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño	PIÑON DE MOTOR			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 32.01			



Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:3			

Ingeniería Gráfica y Diseño

CUBO INTEROR

Tipo de doc: Plano de despiece
Nº plano: 32.08

Idioma: es

Nº Hoja

Kit para sierra de calar

Del conjunto *kit para sierra de calar* se pide:

1. Despiece acotado de las marcas 5, 4, 18 y 1. El módulo normal de las ruedas dentadas es de 1, la distancia entre ejes es de 24 mm, el ángulo de la hélice aproximadamente 40°, y el índice de reducción 8:1.
2. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 3 y 13 para la dimensión nominal correspondiente (medida del plano), tal que el ajuste no sea superior a 150 μm ni inferior a 20 μm, seleccionando el sistema de ajuste más apropiado. Justificar la elección del tipo de ajuste (juego, aprieto o indeterminado) y del sistema de ajuste.
3. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 5 y 6 para la dimensión nominal correspondiente (medida del plano) sabiendo que se trata de un aprieto y que el ajuste no debe ser superior a 50 μm ni inferior a 0 μm, seleccionando el sistema de ajuste más apropiado, justificando la elección del sistema de ajuste.
4. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 4 y 6 para la dimensión nominal correspondiente (medida del plano), tal que el ajuste no sea superior a 35 μm ni inferior a 10 μm. Justificar la elección del tipo de ajuste (juego, aprieto o indeterminado) y del sistema de ajuste empleado.
5. Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 2 y 7 para la dimensión nominal correspondiente (medida del plano), sabiendo que se trata de un aprieto y que el ajuste no debe ser superior a 41 μm ni inferior a 4 μm, y que la posición de la zona de tolerancia del eje es *p*.

Funcionamiento y análisis de formas:

Se trata de un mecanismo para accionar y mover una sierra de calar que se basa en la transformación del movimiento de giro comunicado a través del eje de un motor en un movimiento rectilíneo alternativo o de vaivén de la hoja de la sierra.

Para ello, el eje de entrada del motor transmite el giro a la rueda dentada (marca 5) que gira alrededor del bulón (marca 7) apoyada sobre el casquillo de agujas. El giro de la rueda origina el giro del bulón (marca 6), que está situado excéntricamente sobre la rueda de forma, que éste describe una trayectoria circular respecto al eje de la rueda. El bulón encaja en la colisa o deslizadera (marca 4), obligándola a desplazarse en sentido vertical. El movimiento de la colisa es exclusivamente vertical, ya que está fijada mediante los pasadores de marca 15 al eje de marca 3, y éste únicamente se puede desplazar verticalmente ya que está guiado por los dos casquillos de marca 13. Para poder transformar el giro del bulón en un desplazamiento vertical de la colisa, ésta debe tener una forma geométrica con una ranura longitudinal en la que encaja el bulón, de forma que permita absorber la componente de desplazamiento horizontal que tiene éste (que, como ya se ha dicho, describe una trayectoria circular, compuesta por una componente horizontal, absorbida por la guía horizontal de la colisa, y una componente de desplazamiento vertical, que es la que arrastra en su movimiento a la colisa y en definitiva a la hoja de la sierra).

En la figura 1 pueden verse distintas posiciones del mecanismo en movimiento, correspondientes a ángulos de giro de la rueda de 0°, 45°, 90°, 180° y 270°. Para ángulos de entre 0° y 180°, el movimiento de la sierra es vertical y hacia abajo. Para ángulos de giro de entre 180° y 360°, el movimiento de la sierra es vertical y hacia arriba.

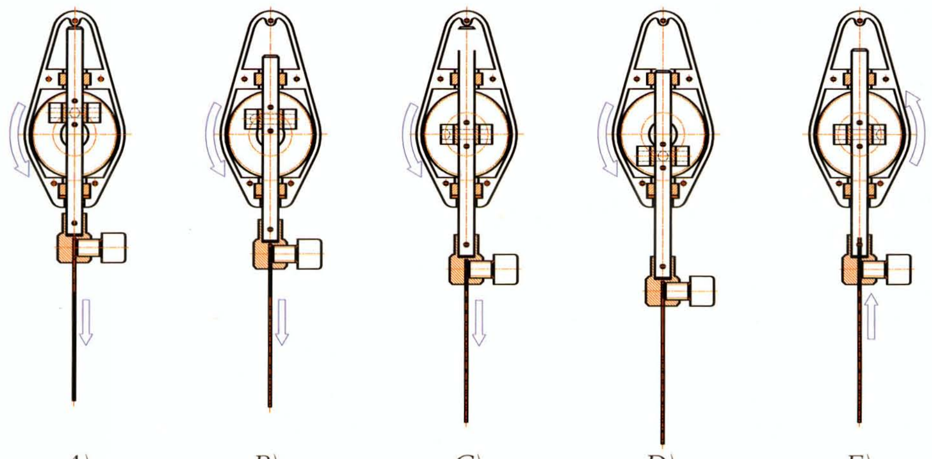


Figura 1. Distintas posiciones de funcionamiento.

Para que el movimiento de la sierra sea exclusivamente vertical, la colisa debe tener una forma exterior adecuada para que el conjunto formado por el eje y la colisa no pueda girar sobre el propio eje geométrico de la marca 3 y la sierra no pierda la orientación.

Cálculo del engranaje:

Se trata de una pareja de ruedas dentadas cilíndrico-helicoidales de ejes paralelos, según se puede ver en el plano. El piñón de entrada tiene un dentado a derechas, según aparece representado en el plano. La rueda tendrá por consiguiente un dentado de igual ángulo de hélice pero a izquierdas.

Con los datos del enunciado, se deberá cumplir que:

$$C = \frac{dp_1 + dp_2}{2} = \frac{m}{\cos\beta}\left(\frac{8k + k}{2}\right)$$

$$24 = \frac{1}{\cos 40^\circ} \times \frac{8k + k}{2}$$

de donde k = 4,09, por lo que se tomará k = 4.

De esta forma:

$$24 = \frac{1}{\cos\beta}\left(\frac{8 \times 4 + 4}{2}\right)$$

de donde: cos β = 0,75 y β = 41,4°

por lo que, para la rueda:

$$dp = \frac{m_n}{\cos\beta} 8k = 42,7$$

$$z = 8k = 8 \times 4 = 32$$

2. *Ajuste entre marcas 3 y 13.*

El ajuste pedido entre las marcas 3 y 13, por condiciones de funcionamiento, es un juego, ya que una pieza (el eje, marca 3) se desplaza respecto de la otra (el casquillo, marca 13). Corresponde a una dimensión de 8 mm indicada en la figura 2. Dado que el eje ajusta sobre varias piezas simultáneamente, se tomará el sistema de eje base.

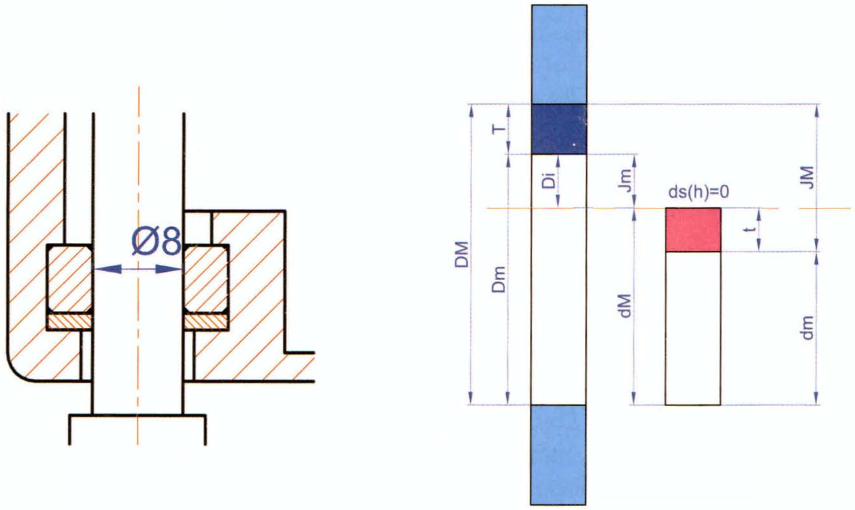


FIGURA 2. AJUSTE ENTRE LAS MARCAS 3 Y 13.

Para el ajuste entre las marcas 3 y 13 con dimensión nominal 8 se tiene:

$$D = 8 \text{ mm} \qquad JM = 150\ \mu m \qquad Jm = 20\ \mu m$$

La tolerancia máxima que puede tener el ajuste será:

$$TJ = 150 - 20 = 130\ \mu m$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste (D = 8) serán:

Agujero: IT11 = 90 Eje: IT9 = 36
Agujero: IT10 = 58 Eje: IT10 = 58

$$JM = 150 \geqslant Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + T + t$$

de donde:

$$Di \leqslant 150 - T - t$$

$$Jm = 20 \leqslant Di - ds = Di - 0$$

de donde:

$$Di \geqslant 20$$

por lo que se tendrá:

$$20 \leqslant \mathrm{Di} \leqslant 150 - \mathrm{T} - \mathrm{t}$$

Para calidades 11 y 9:

$$20 \leqslant \mathrm{Di} \leqslant 150 - 90 - 36; \qquad 20 \leqslant \mathrm{Di} \leqslant 24$$

por lo que no existe ninguna posición.

Para calidades 10 y 10:

$$20 \leqslant \mathrm{Di} \leqslant 150 - 58 - 58; \qquad 20 \leqslant \mathrm{Di} \leqslant 34$$

por lo que se podrá tomar la posición $E = +25$ y el ajuste sería Ø8 $E10/h10$.

Para calidades 10 y 9:

$$20 \leqslant \mathrm{Di} \leqslant 150 - 58 - 36; \qquad 20 \leqslant \mathrm{Di} \leqslant 56$$

por lo que se podrá tomar la posición $E = +25$ y el ajuste sería Ø8 $E10/h9$, o la posición $D = +40$ con lo que el ajuste sería Ø8$D10/h9$.

El ajuste con mayores índices de calidad que cumple con las condiciones establecidas es Ø8 $E10/h10$. Si se considera de mayor importancia un criterio de selección del ajuste según zonas de tolerancias preferentes, dado que $h10$ no lo es, se debería bajar a $h9$, por lo que habría que elegir entre los ajustes Ø8 $E10/h9$ y Ø8 $D10/h9$, y de estos dos, el ajuste a tomar será Ø8 $D10/h9$, ya que $D10$ es preferente sobre $E10$.

3. Ajuste entre marcas 5 y 6.

El ajuste pedido entre las marcas 5 y 6 es un aprieto y corresponde a la dimensión de 5 mm indicada en la figura 3. Dado que la marca 6 encaja sobre dos piezas simultáneamente y toda ella debe tener la misma tolerancia, se tomará el sistema de eje base.

$$\mathrm{D} = 5\ \mathrm{mm} \qquad \mathrm{AM} = 50\ \mu\mathrm{m} \qquad \mathrm{Am} = 0\ \mu\mathrm{m}$$

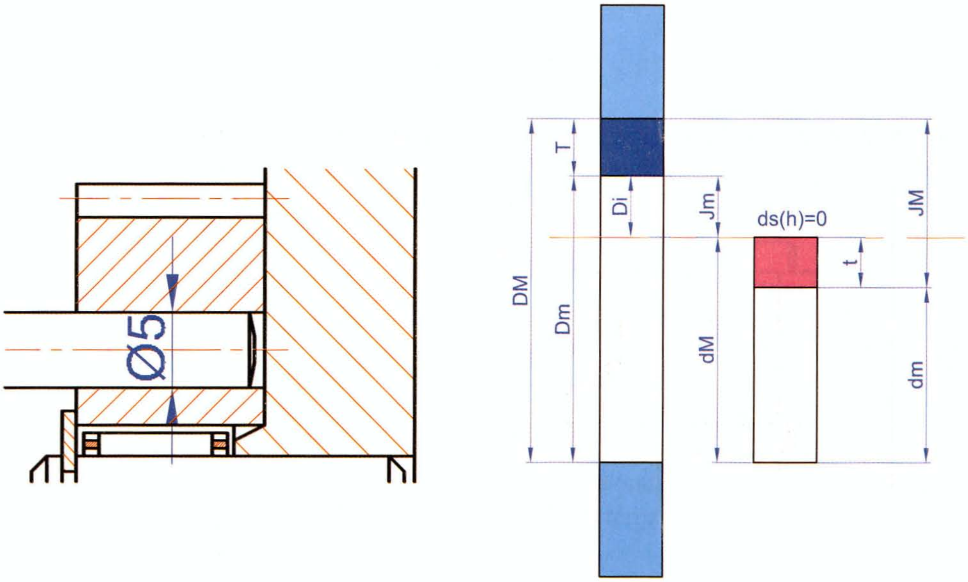


FIGURA 3. AJUSTE ENTRE LAS MARCAS 5 Y 6 PARA LA DIMENSIÓN NOMINAL DE 5.

La tolerancia máxima que puede tener el aprieto será:

$$TA = 50 - 0 = 50\ \mu m$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D = 5$) serán:

Agujero: IT9 = 30 Eje: IT8 = 18

Agujero: IT8 = 18 Eje: IT8 = 18

Condiciones:

$$Am = 0 \leqslant di - Ds = (ds - t) - Ds = 0 - t - Ds$$
$$AM = 50 \geqslant ds - Di = ds - (Ds - T) = 0 - Ds + T$$

de donde:

$$T - 50 \leqslant Ds \leqslant -0 - t$$

Para calidades 9 y 8:

$$30 - 50 \leqslant Ds \leqslant -0 - 18 \qquad -20 \leqslant Ds \leqslant -18$$

por lo que se podrá tomar la posición $S = -19$ y el ajuste sería Ø5 *S9/h8*.

4. Ajuste entre marcas 4 y 6.

El ajuste pedido entre las marcas 4 y 6, por condiciones de funcionamiento, es un juego, ya que una pieza (el bulón, marca 6) se desplaza con respecto a la otra (la colisa, marca 4). Corresponde a la dimensión de 5 mm indicada en la figura 4. Dado que el bulón ajusta sobre varias piezas simultáneamente, se tomará el sistema de eje base y la tolerancia elegida sobre la marca deberá coincidir con la elegida para el ajuste anterior:

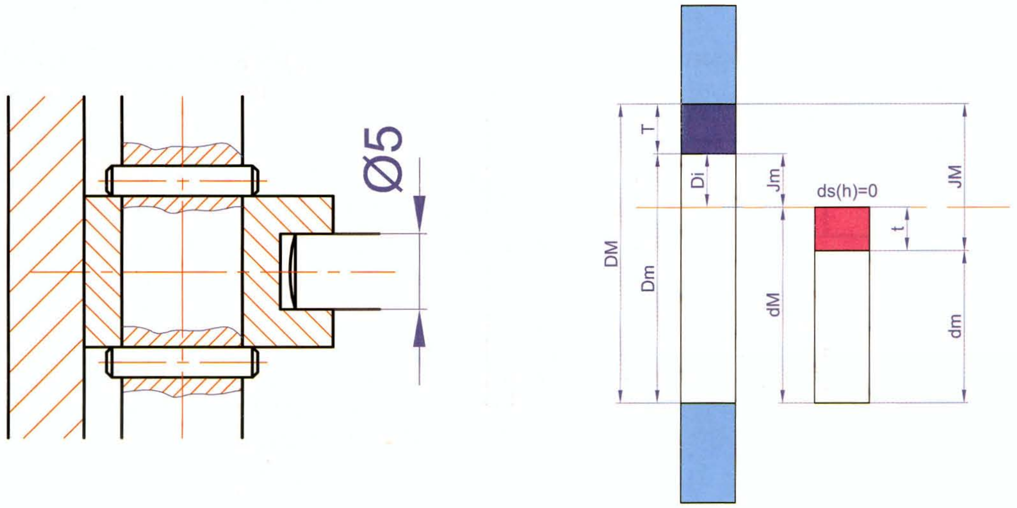


FIGURA 4. AJUSTE ENTRE LAS MARCAS 3 Y 13.

Para el ajuste entre las marcas 4 y 6 con dimensión nominal 5 se tiene:

$$D = 5 \text{ mm} \quad JM = 35\ \mu\text{m} \quad Jm = 10\ \mu\text{m}$$

La tolerancia máxima que puede tener el ajuste será:

$$TJ = 35 - 10 = 25\ \mu\text{m}$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D = 5$) serán:

Agujero: IT7 = 12	Eje: IT7 = 12
Agujero: IT7 = 12	Eje: IT6 = 8

$$JM = 35 \geqslant Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + T + t$$

de donde:

$$Di \leqslant 35 - T - t$$

$$Jm = 10 \leq Di - ds = Di - 0$$

de donde:

$$Di \geqslant 10$$

por lo que se tendrá:

$$10 \leqslant Di \leqslant 35 - T - t$$

Para calidades 7 y 7:

$$10 \leqslant Di \leqslant 35 - 12 - 12 \qquad 10 \leqslant Di \leqslant 11$$

por lo que se podrá tomar la posición $F = +10$ y el ajuste será 5 *F*7/*h*7.

El ajuste con mayores índices de calidad que cumple con las condiciones establecidas es Ø5 *F*7/*h*7. Además, las dos zonas son zonas de tolerancia preferentes, por lo que el ajuste entre las marcas 4 y 6 será Ø5 *F*7/*h*7.

La elección de este ajuste supone que se la tolerancia del bulón sea *h*7, por lo que se deberá cambiar el ajuste entre las marcas 5 y 6 para que el eje esté también en posición *h*7. El ajuste entre 5 y 6 sería entonces Ø5 *S*9/*h*7.

5. Ajuste entre marcas 2 y 7.

El ajuste pedido entre las marcas 2 y 7 es un aprieto que corresponde a la dimensión de 8 mm indicada en la figura 5. Se indica en el enunciado una posición del sistema mixto correspondiente a *p*.

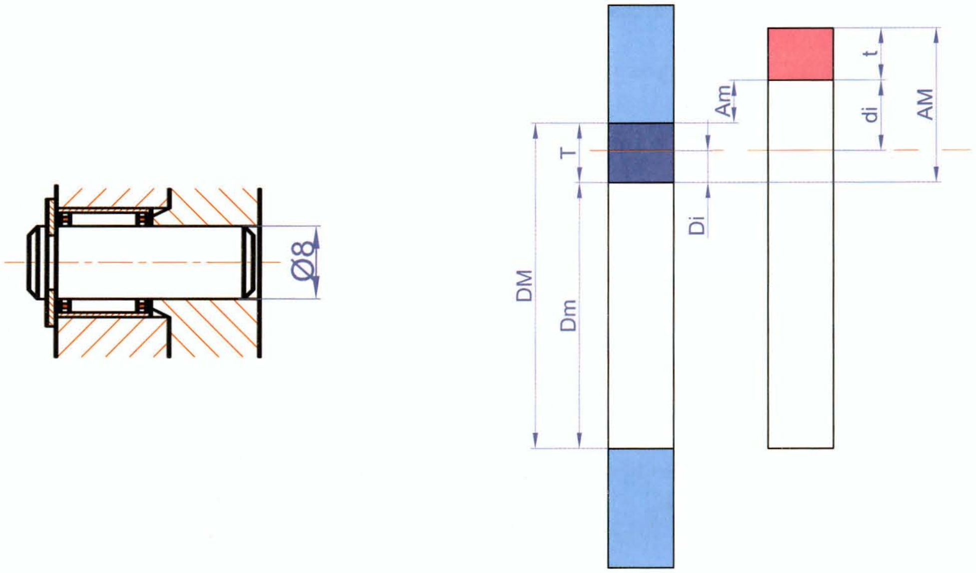


FIGURA 5. AJUSTE ENTRE LAS MARCAS 2 Y 7.

$$D = 8 \text{ mm} \qquad AM = 41\ \mu\text{m} \qquad Am = 4\ \mu\text{m}$$

La tolerancia máxima que puede tener el aprieto será:

$$TA = 41 - 4 = 3\ \mu\text{m}$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste (D = 8) serán:

$$\text{Agujero: IT8} = 22 \qquad \text{Eje: IT7} = 15$$

Condiciones: $di\ (p) = 15$

$$Am = 4 \leqslant di - Ds = di - Ds = 15 - Ds$$
$$AM = 41 \geqslant ds - Di = di + t - (Ds - T) = 15 + t - Ds + T$$

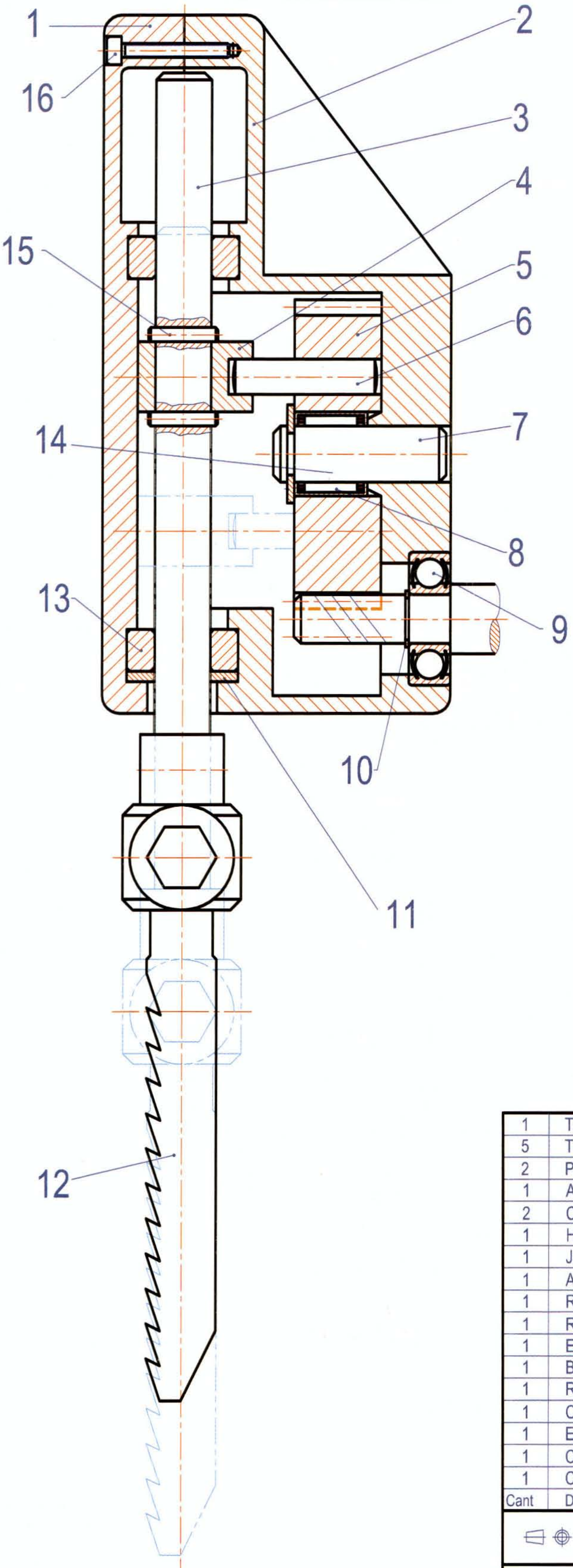
de donde:

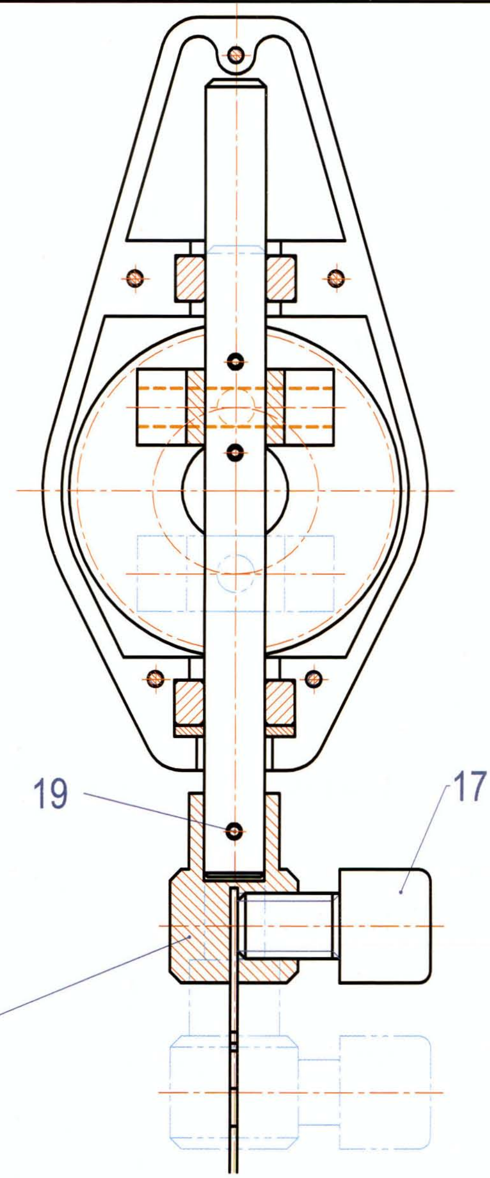
$$T + t - 26 \leq Ds \leqslant 11$$

Para calidades 8 y 7:

$$22 + 15 - 26 \leqslant Ds \leqslant 11 \qquad 11 \leqslant Ds \leqslant 11$$

por lo que se podrá tomar la posición $Js = +11$ y el ajuste sería Ø8 $Js8/p7$.





Cant	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material
1	Tornillo	17		M8x15 DIN912	
5	Tornillo	16		M2x18 DIN912	
2	Pasador	15		B 2x12 UNE17061	
1	Anillo elástico	14	33.12		
2	Casquillo	13	33.11		Bronce
1	Hoja de sierra	12	33.10		Acero
1	Junta	11	33.09		Fieltro
1	Anillo de seguridad	10		7x0,8 DIN471	
1	Rodamiento	9		607	
1	Rodamiento de agujas	8		8x12x11	
1	Eje rueda	7	33.08		Acero
1	Bulón	6	33.07		Acero
1	Rueda	5	33.06		Bronce
1	Colisa	4	33.05		Acero
1	Eje porta sierra	3	33.04		Acero
1	Carcasa trasera	2	33.03		Latón
1	Carcasa frontal	1	33.02		Latón

Cant	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material
1	Pasador elastico	19		2x12 DIN1481	
1	Porta sierra	18	33.13		Acero

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

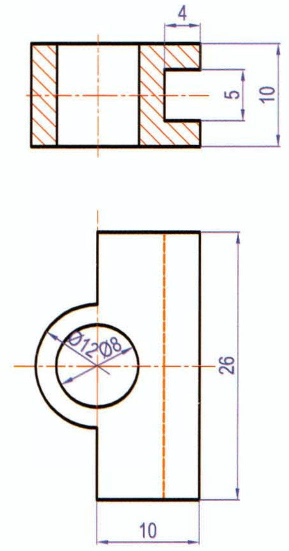
SIERRA DE CALAR

Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano: 33.01



Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
2:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

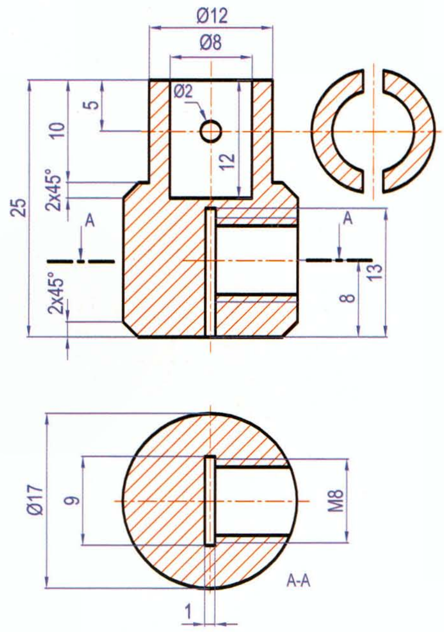
COLISA

Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de despiece

Nº plano: 33.01



Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
2:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

PORTASIERRA

Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de despiece

Nº plano: 33.13

Tren de estirar tubos

Del conjunto de la figura *tren de estirar tubos* se sabe que el módulo de todas las ruedas dentadas es 10.

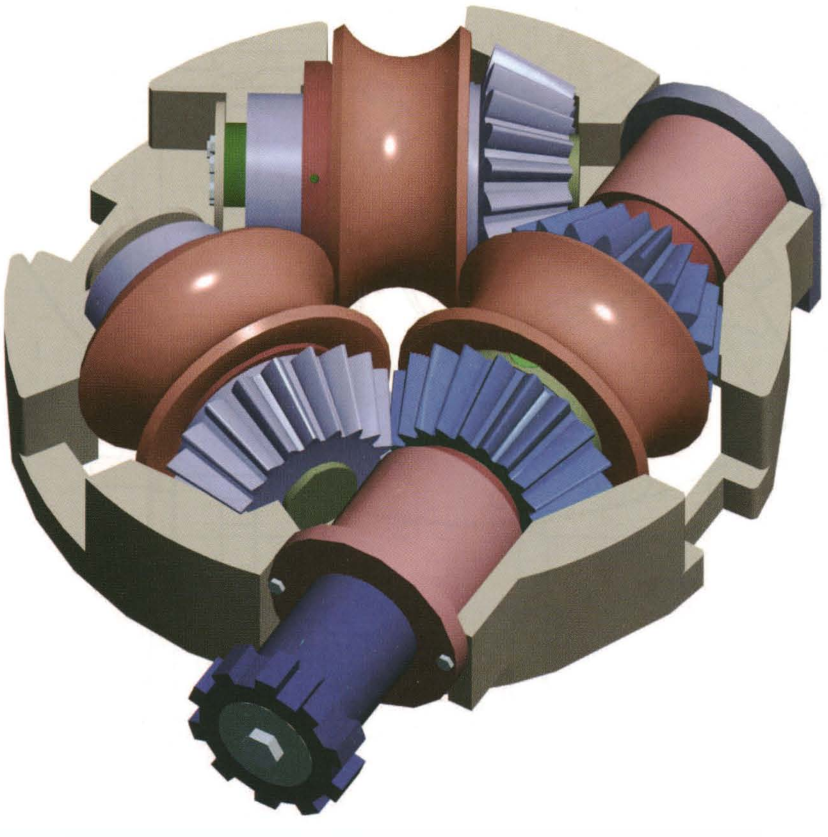
Se pide el despiece acotado de las marcas 1, 2, 3, 4 y 5.

SOLUCIÓN:

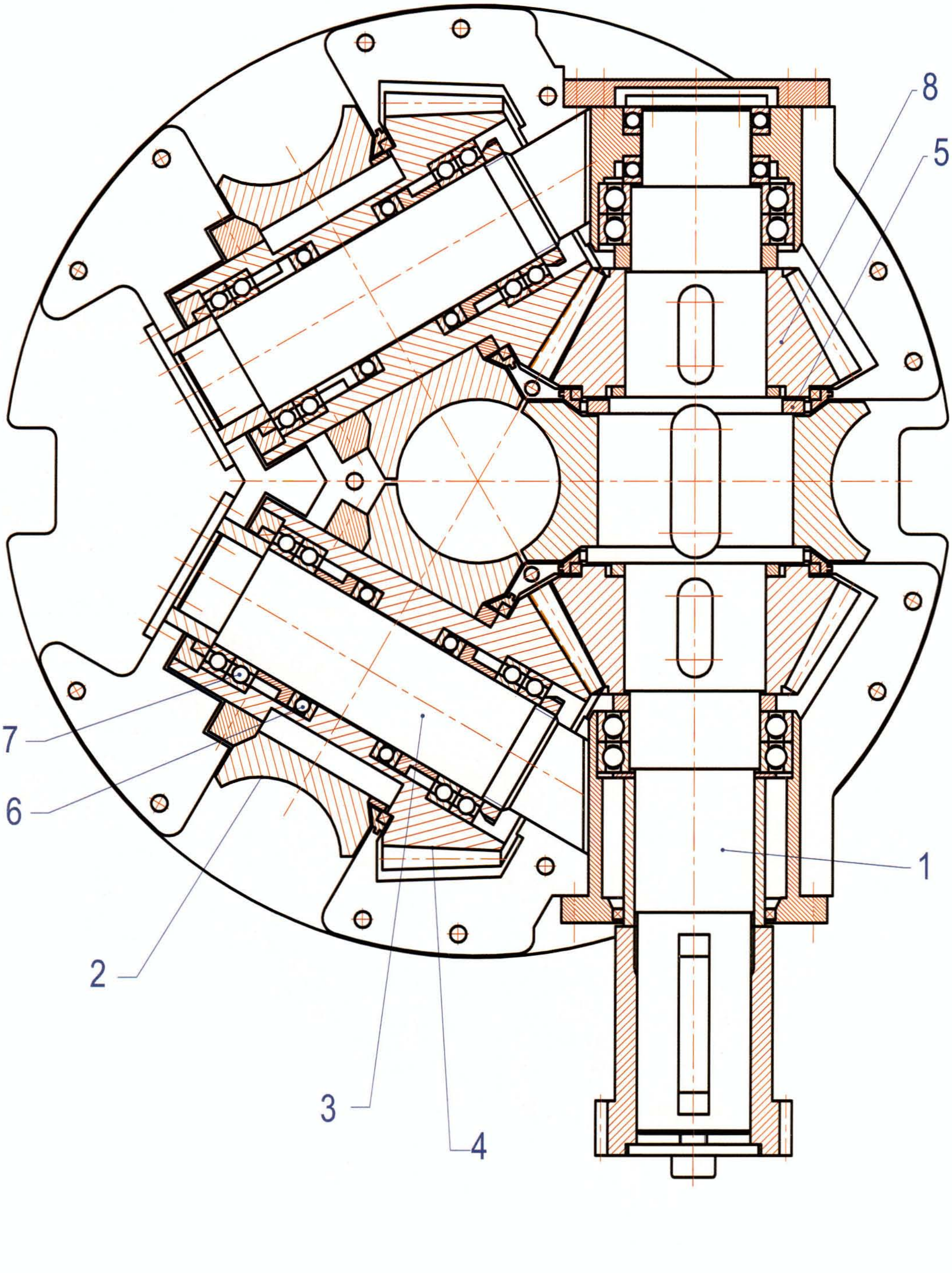
Como todas las ruedas deben ir a la misma velocidad para obtener un tubo uniforme, el índice de reducción en todas ellas debe ser 1. Si no fuera así, el tubo se curvaría. Por lo tanto, se puede decir que todas las ruedas cónicas tienen el mismo diámetro primitivo.

Midiendo este diámetro en el plano se obtiene una medida aproximada de 289 mm.

Como $dp = m \times Z$, $289 = 10 \times Z$, de ahí que $Z = 28{,}9$, pero como Z, número de dientes, siempre tiene que ser entero, lleva al valor $Z = 29$ dientes.



Tren de estirar tubos



Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
4:25			

Ingeniería Gráfica y Diseño

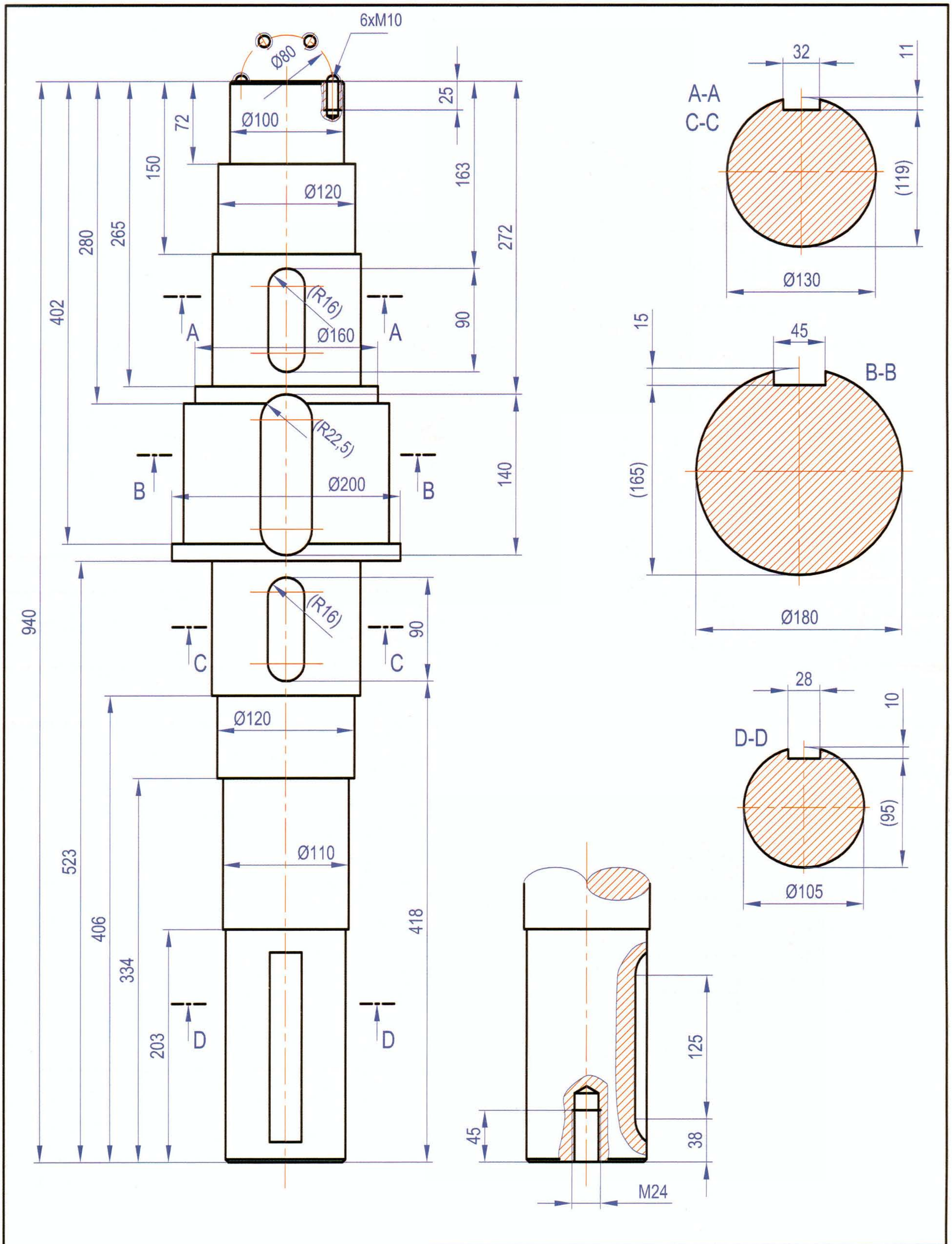
TREN DE ESTIRAR TUBOS

Tipo de doc: Plano de conjunto

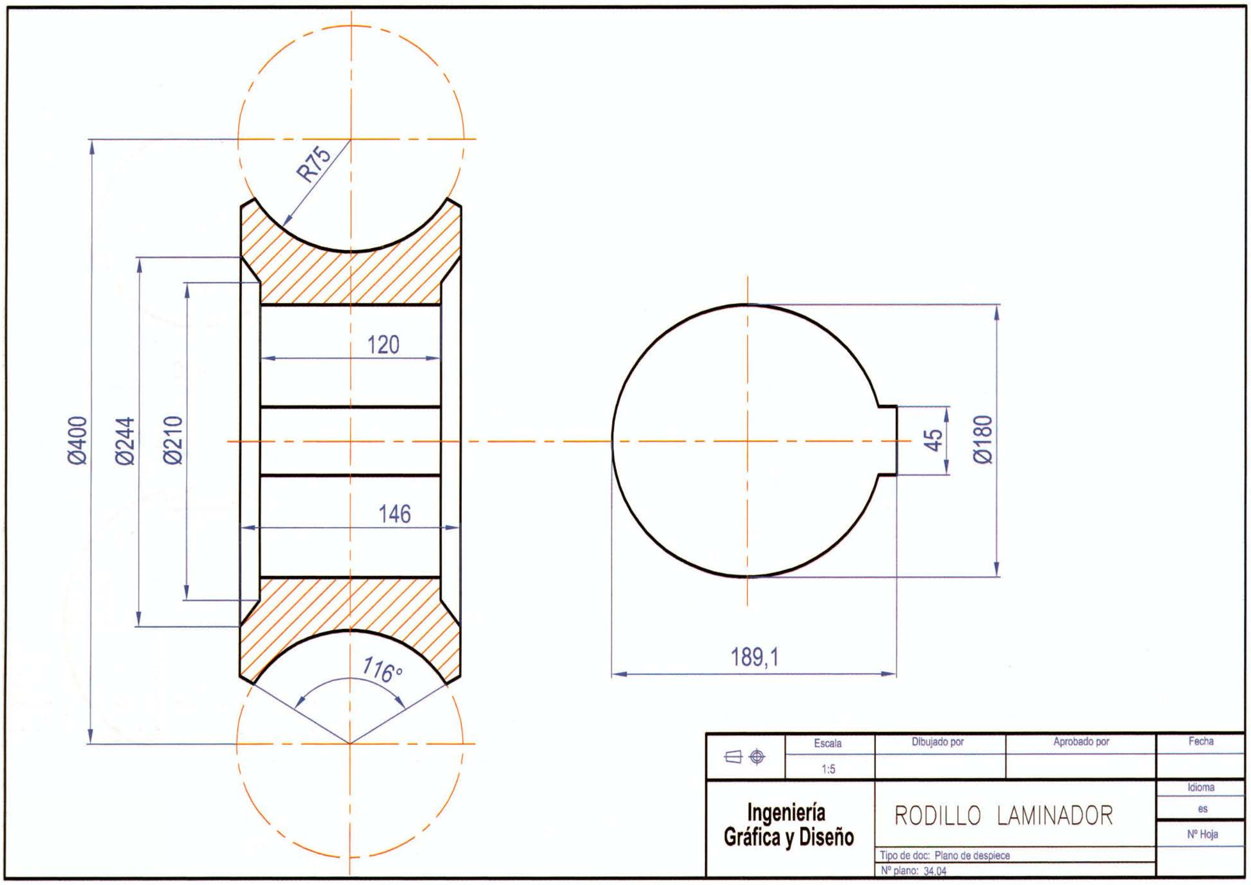
Nº plano: 34.01

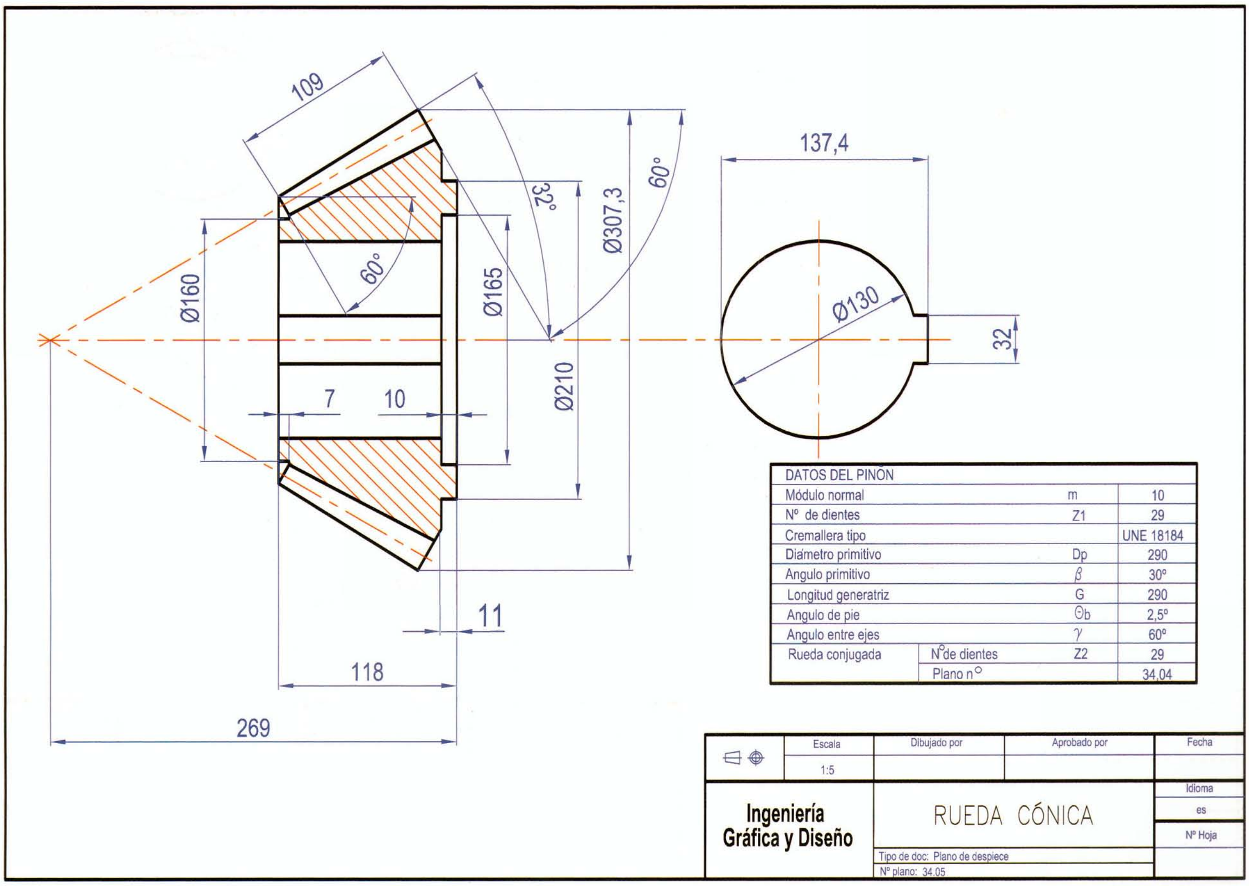
Idioma: es

Nº Hoja

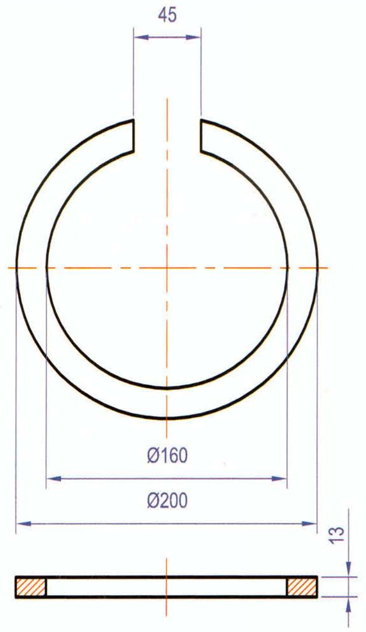


	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:5			
Ingeniería Gráfica y Diseño	ARBOL DE ENTRADA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 34.07			

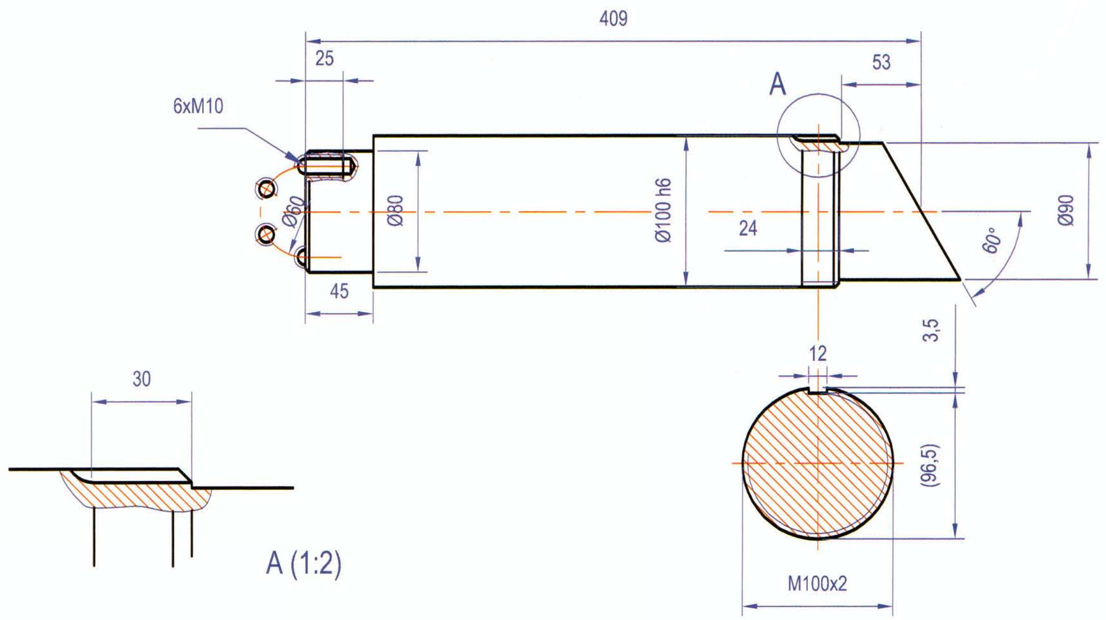




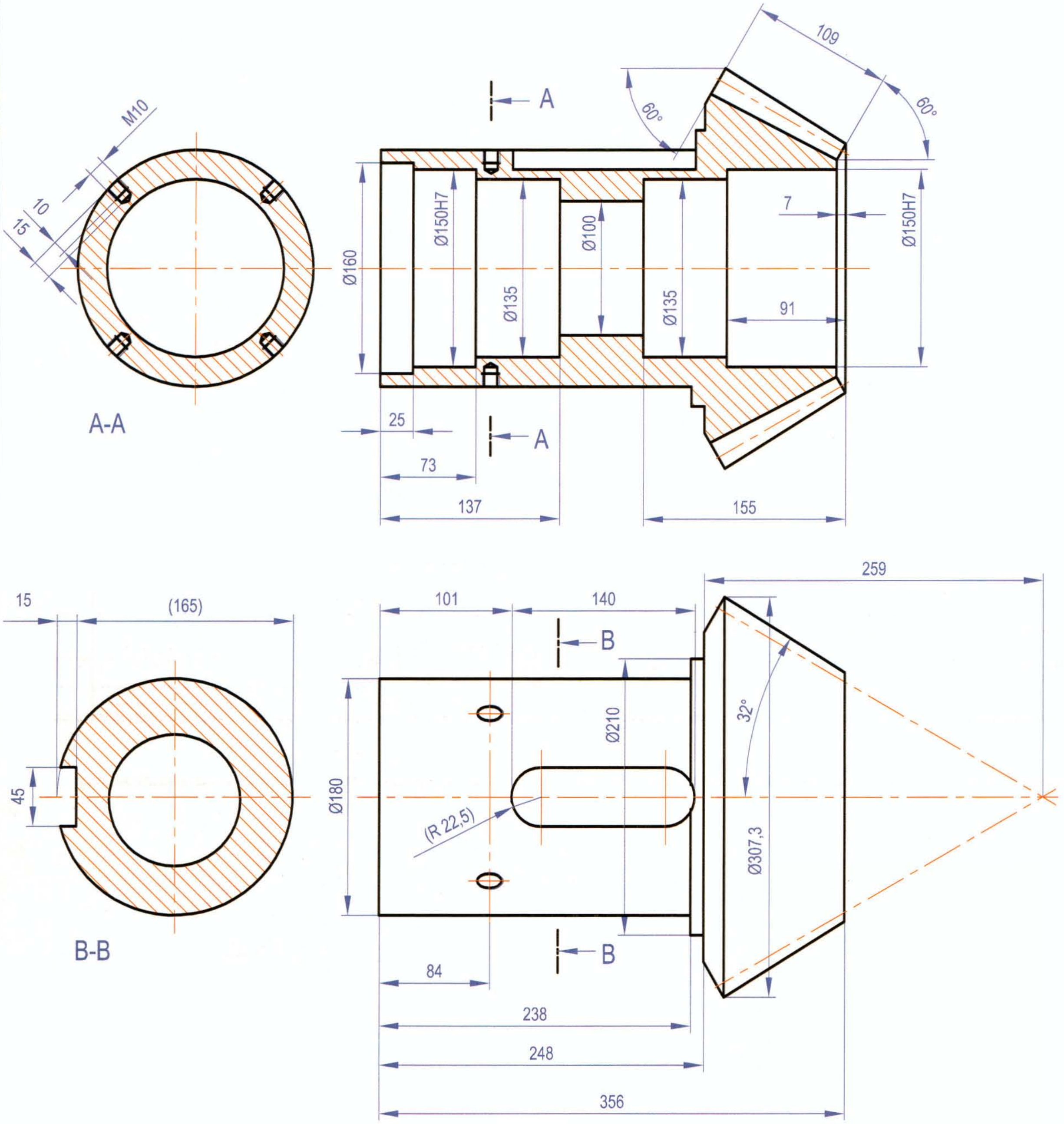
DATOS DEL PIÑON			
Módulo normal		m	10
Nº de dientes		Z1	29
Cremallera tipo			UNE 18184
Diámetro primitivo		Dp	290
Angulo primitivo		β	30º
Longitud generatriz		G	290
Angulo de pie		Θb	2,5º
Angulo entre ejes		γ	60º
Rueda conjugada	Nº de dientes	Z2	29
	Plano nº		34.04



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:5			
Ingeniería Gráfica y Diseño	ARANDELA SEPARADORA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 32.05			



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:5			
Ingeniería Gráfica y Diseño	EJE SOPORTA RODILLOS			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 34.06			



DATOS DEL PIÑÓN			
Módulo normal		m	10
Nº de dientes		Z1	29
Cremallera tipo			UNE 18184
Diámetro primitivo		Dp	290
Angulo primitivo		β	30º
Longitud generatriz		G	290
Angulo de pie		Θ_b	2,5º
Angulo entre ejes		γ	60º
Rueda conjugada	Nº de dientes	Z2	29
	Plano nº		34,04

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:5			

Ingeniería Gráfica y Diseño

RUEDA CÓNICA

Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de despiece

Nº plano: 34.02

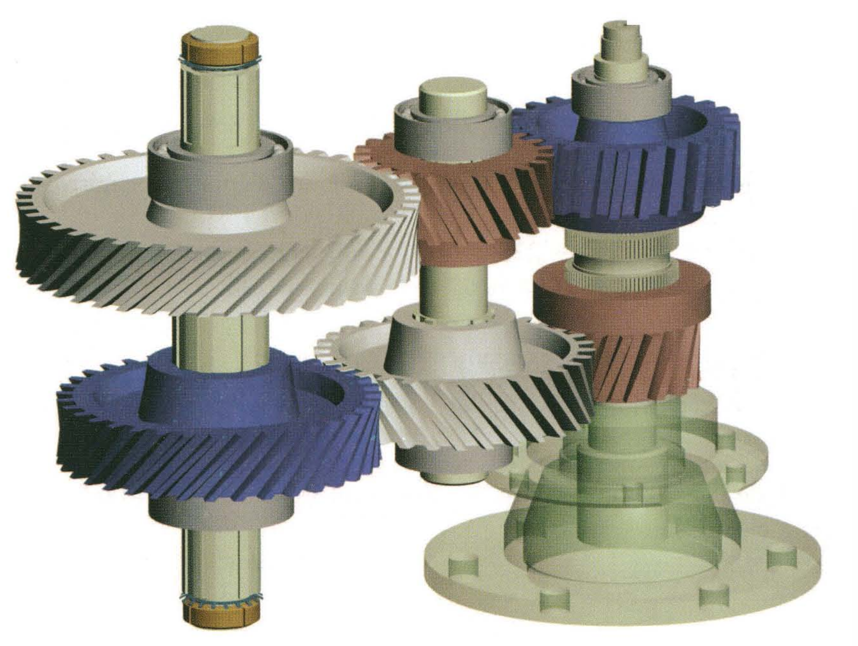
Reductora

Como datos de partida se conocen los siguientes:

Módulo normal = 8 para todas las ruedas dentadas.
Índice de reducción entre las marcas 1 y 2 = 21/25.
Índice de reducción del primer tren de engranajes 1, 2 y 3 = 44/25.
Índice de reducción del segundo tren de engranajes 6, 5 y 4 = 35/16.
Las marcas 1 y 6 tienen dentado helicoidal a derechas.
El ángulo de hélice exacto de la rueda de marca 1 es 35°.

Se pide:

Despiece acotado de las marcas 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 y 8.



Solución:

Midiendo en el plano y aplicando la escala, se tienen unas distancias entre ejes aproximadas de:

$$c_{12} = 225 \text{ mm}$$
$$c_{23} = 315 \text{ mm}$$

Se trata de ruedas cilíndrico-helicoidales de ejes paralelos, por lo que:

$$\beta_1 = -\beta_2 = \beta_3$$
$$\beta_6 = -\beta_5 = \beta_4$$

de forma que los ángulos de las hélices son iguales pero de sentido contrario (hélice derecha-hélice izquierda-hélice derecha).

Si Z_1 y Z_2 representan los números de dientes de la rueda de marca 1 y de marca 2, respectivamente, se tiene:

$$i_{12} = Z_2 / Z_1 = 21 / 25$$
$$Z_1 = 25\ k_{12} \quad y \quad Z_2 = 21\ k_{12}$$

siendo k_{12} un número entero.

Para la rueda 1 se tiene:

$$dp_1 = m_{c1} \times Z_1 = m_n / \cos\beta_1 \times 25\ k_{12}$$

Y para la rueda 2:

$$dp_2 = m_{c2} \times Z_2 = m_n / \cos\beta_2 \times 21\ k_{12}$$

Por tratarse de ejes paralelos, como $\beta_1 = -\beta_2$ y $\cos\beta_1 = \cos{-\beta_2}$, se tiene:

$$m_{c1} = m_{c2}$$

La distancia entre los ejes será igual a la semisuma de los diámetros primitivos, por lo que:

$$(dp_1 + dp_2) / 2 = 225 = (m_n / \cos\beta) \times (25\ k_{12} + 21\ k_{12}) / 2$$

y como se ha fijado que ß debe ser exactamente 35°, se tiene:

$$225 = 8 \times 46\ k_{12} / (2 \times \cos 35^\circ)$$

Despejando k de la ecuación anterior se obtiene un valor de $k_{12} = 1{,}002$, que, como debe ser entero, el valor a elegir será:

$$k_{12} = 1$$

De forma que se tendrá:

$$Z_2 = 21 \times 1 = 21 \text{ dientes} \qquad y \qquad Z_1 = 25 \times 1 = 25 \text{ dientes}$$

El valor exacto de la distancia entre ejes se obtendrá de:

$$c_{12} = 8 \times 46 \times 1 / (2 \times \cos 35^\circ) = 224{,}6 \text{ mm}$$

de donde:

$$dp_1 = 8 \times 25 / \cos 35^\circ = 244{,}2 \text{ mm}$$
$$dp_2 = 8 \times 21 / \cos 35^\circ = 205{,}1 \text{ mm}$$

Para la pareja de ruedas 2 y 3 se tiene que $Z_2 = 21$ dientes.

Además, si el índice de reducción del primer tren de engranajes compuesto por 1, 2 y 3 es de 44/25, se tendrá que:

$$i_{13} = i_{12} \times i_{23} = Z_2 / Z_1 \times Z_3 / Z_2$$
$$44 / 25 = 21 / 25 \times Z_3 / Z_2$$
$$i_{23} = Z_3 / Z_2 = 44 / 21$$

Dado que se tiene que $Z_2 = 21$, directamente:

$$i_{23} = Z_3 / Z_2 = 44 / 21 = Z_3 / 21,$$

de donde:

$$Z_3 = 44$$

El valor exacto de la distancia entre ejes se obtendrá de:

$$c_{23} = 8 \times (44 + 21) / (2 \times \cos 35^\circ) = 317{,}4 \text{ mm}$$

de donde:

$$dp_3 = 8 \times 44 / \cos 35^\circ = 429{,}7 \text{ mm}$$

Una vez calculado el primer tren de engranajes completo, quedan determinadas como exactas las distancias entre ejes, ya que en las ruedas del segundo tren de engranajes los ejes son coincidentes con los del primero. De esta forma:

$$c_{65} = c_{12} = 224{,}6 \text{ mm}$$
$$c_{54} = c_{23} = 317{,}4 \text{ mm}$$
$$c_{65} = m_{c2}(Z_6 + Z_5) / 2 \quad \text{y} \quad c_{12} = m_{c1}(Z_1 + Z_2) / 2$$
$$c_{54} = m_{c2}(Z_5 + Z_4) / 2 \quad \text{y} \quad c_{23} = m_{c1}(Z_2 + Z_3) / 2$$

por lo que, igualando los cocientes:

$$c_{65}/c_{54} = c_{12}/c_{23}$$

de donde:

$$(Z_6 + Z_5) / (Z_5 + Z_4) = (Z_1 + Z_2) / (Z_2 + Z_3)$$

por lo que:

$$(Z_6 + Z_5) / (Z_5 + Z_4) = (25 + 21) / (21 + 44) = 46 / 65$$

Por otra parte, teniendo en cuenta el índice de reducción global del segundo tren de engranajes, se tiene:

$$Z_4 / Z_6 = 35 / 16$$

por lo que se tendrá en sistema de ecuaciones:

$$(Z_6 + Z_5) / (Z_5 + Z_4) = 46 / 65$$
$$Z_4 / Z_6 = 35 / 16$$

de donde:

$$65\ Z_6 + 65\ Z_5 = 46\ Z_5 + 46\ Z_4$$
$$16\ Z_4 = 35\ Z_6$$

y así:

$$65\ Z_6 + 19\ Z_5 = 46\ Z_4$$
$$35\ Z_6 = 16\ Z_4$$

de donde, multiplicando las primera ecuación por 16 y la segunda por 46, e igualándolas para eliminar Z_4, resulta:

$$1040\ Z_6 + 304\ Z_5 = 736\ Z_4$$
$$1610\ Z_6 = 1736\ Z_4$$

y así:

$$1040\ Z_6 + 304\ Z_5 = 1610\ Z_6$$

por lo que:

$$304\ Z_5 = 570\ Z_6$$

de donde:

$$Z_5/Z_6 = 570 / 304 = 30 / 16$$

que es el índice de reducción de la primera etapa.

Y el índice de la segunda etapa será:

$$Z_4 / Z_5 = (Z_4 / Z_6) / (Z_5 / Z_6) = (35 / 16) / (30 / 16) = 35 / 30$$

Con estos datos se pueden determinar ya los datos de las ruedas:

$$c_{65} = (m_n / \cos\beta_6)\ (Z_6 + Z_5) / 2$$
$$224{,}6 \text{ mm} = 8 / \cos\beta_6\ (30\ k_{56} + 16\ k_{56}) / 2$$

por lo que:

$$\cos\beta_2 \ / \ k_{56} = 8 \times (30 + 16) \ / \ 2 \ / \ 224{,}6 = 0{,}819$$

Si se elige $k_{56} = 1$, se tiene $\cos\beta_6 = 0{,}819$ y $\beta_6 = 35°$.

De la misma forma:

$$c_{54} = (m_n \ / \ \cos\beta_6) \ (Z_5 + Z_4) \ / \ 2$$
$$317{,}4 = 8 \ / \ \cos\beta_6 \ (35 \ k_{45} + 30 \ k_{45}) \ / \ 2$$

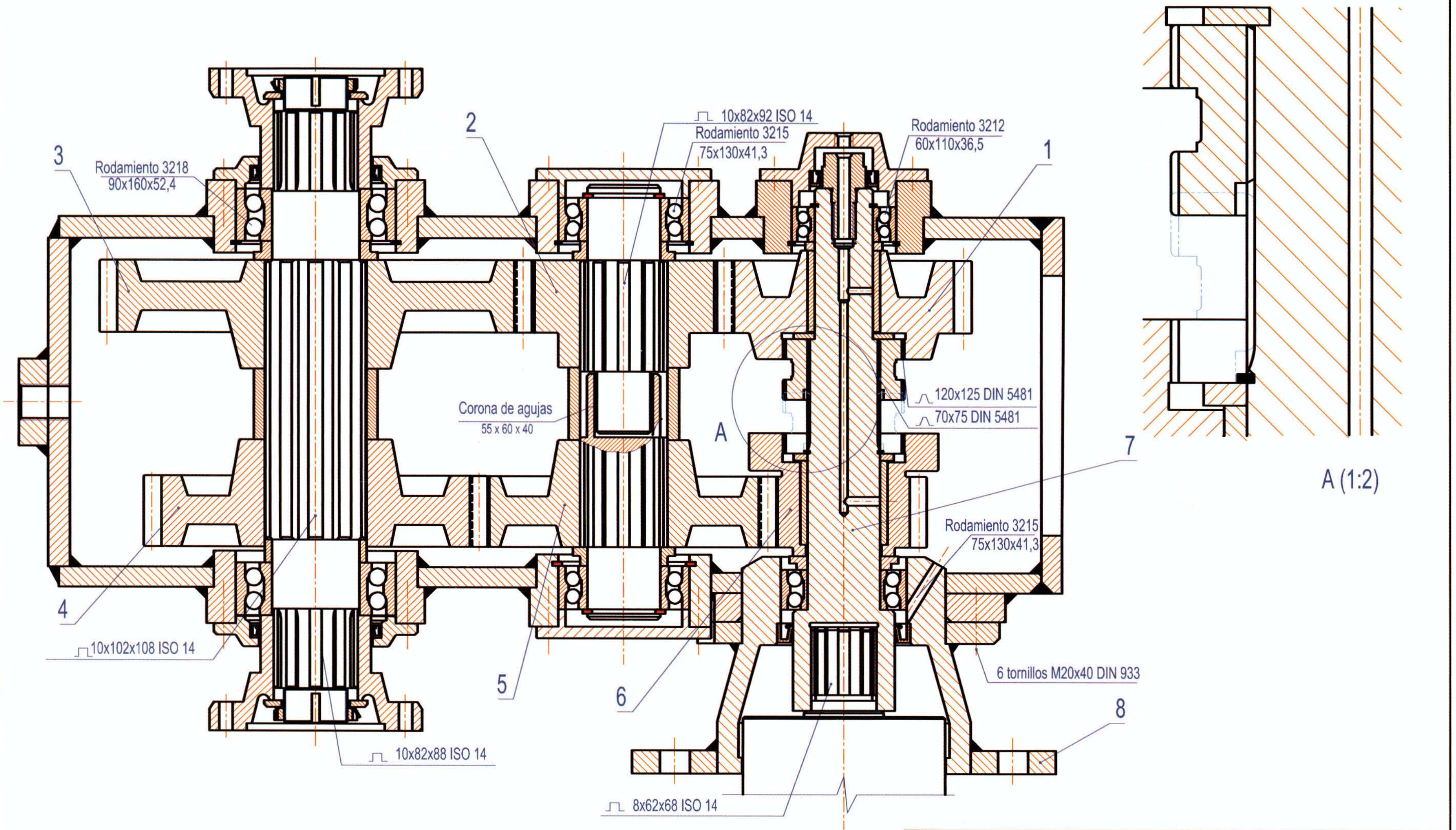
por lo que:

$$\cos\beta_4 \ / \ k_{45} = 8 \times (35 + 30) \ / \ 2 \ / \ 317{,}4 = 0{,}819$$

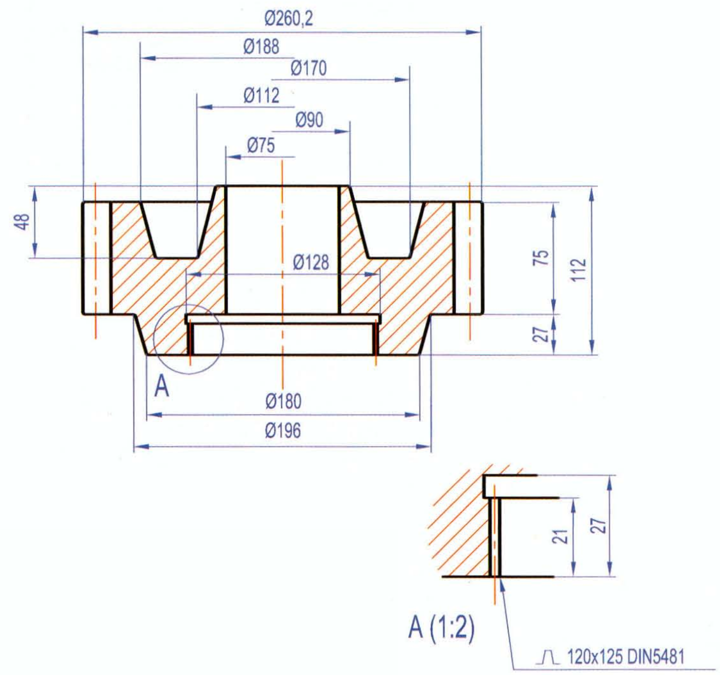
Si se elige $k_{45} = 1$, se tiene $\cos\beta_4 = 0{,}819$ y $\beta_4 = 35°$, que, como es lógico, resulta igual que calculándolo a partir de c_{65}.

Así pues, se tendrá:

$$Z_6 = 16 \quad \text{y} \quad dp_6 = 8 \times 16 \ / \ \cos 35° = 156 \text{ mm}$$
$$Z_5 = 30 \quad \text{y} \quad dp_5 = 8 \times 30 \ / \ \cos 35° = 293 \text{ mm}$$
$$Z_4 = 35 \quad \text{y} \quad dp_4 = 8 \times 35 \ / \ \cos 35° = 342 \text{ mm}$$

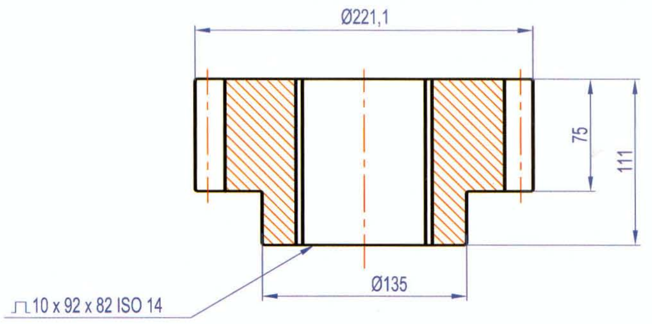


	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	4:25			
Ingeniería Gráfica y Diseño	REDUCTORA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de conjunto			Nº Hoja
	Nº plano: 35.01			



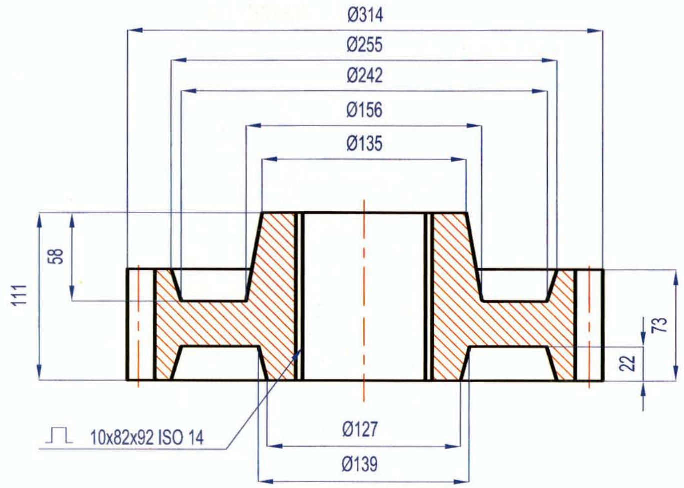
DATOS DE LA RUEDA			
Módulo normal		mn	8
No de dientes		Z	25
Cremallera tipo			UNE 18016
Diámetro primitivo		dp	244,2
Angulo de hélice		β	35°
Sentido de la hélice		⟶	DERECHAS
Distancia entre ejes		C	224,6
Angulo entre ejes		γ	0°
RUEDA CONJUGADA	Nºde dientes	Z2	21
	Plano nº		35.03

Escala 1:5	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño	RUEDA 1		Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece Nº plano: 35.02		Nº Hoja



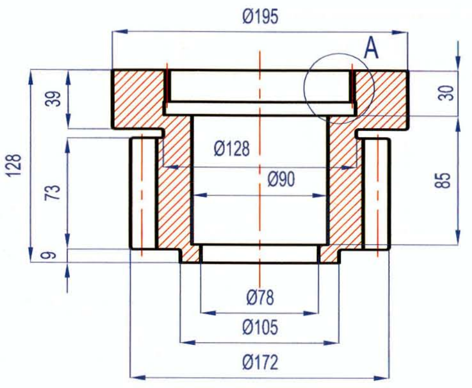
DATOS DE LA RUEDA			
Módulo normal		mn	8
No de dientes		Z	21
Cremallera tipo			UNE 18016
Diámetro primitivo		dp	205,1
Angulo de hélice		β	35°
Sentido de la hélice		⟶	IZQUIERDAS
Distancia entre ejes marcas 1 y 2		C	244,2
Angulo entre ejes marcas 1 y 2		γ	0°
RUEDA CONJUGADA 1	Nºde dientes	Z2	25
	Plano nº		35.02
Distancia entre ejes marcas 2 y 3		C	317,4
Angulo entre ejes marcas 2 y 3		γ	0°
RUEDA CONJUGADA 2	Nºde dientes	Z3	44
	Plano nº		35.04

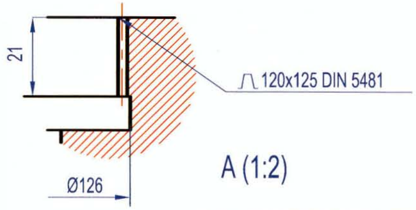
Escala 1:5	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño	RUEDA 2		Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece Nº plano: 35.03		Nº Hoja



DATOS DE LA RUEDA			
Módulo normal		mn	8
No de dientes		Z	30
Cremallera tipo			UNE 18016
Diámetro primitivo		dp	293
Angulo de hélice		β	35°
Sentido de la hélice		⟶	IZQUIERDAS
Distancia entre ejes marcas 4 y 5		C	317,4
Angulo entre ejes marcas 4 y 5		γ	0°
RUEDA CONJUGADA	Nºde dientes	Z2	35
	Plano nº		35.05
Distancia entre ejes marcas 5 y 6		C	224,6
Angulo entre ejes marcas 5 y 6		γ	0°
RUEDA CONJUGADA	Nºde dientes	Z3	16
	Plano nº		35.07

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:5			
Ingeniería Gráfica y Diseño	RUEDA 5		Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
	Nº plano: 35.05		

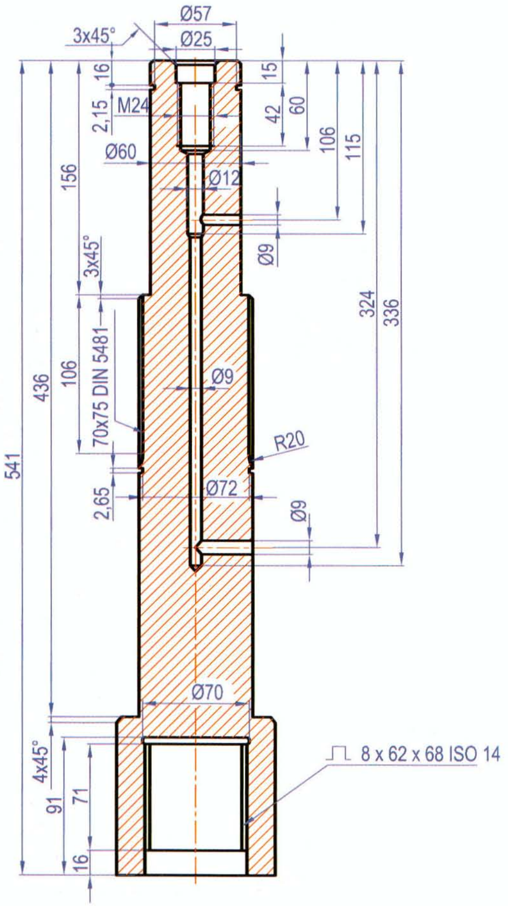




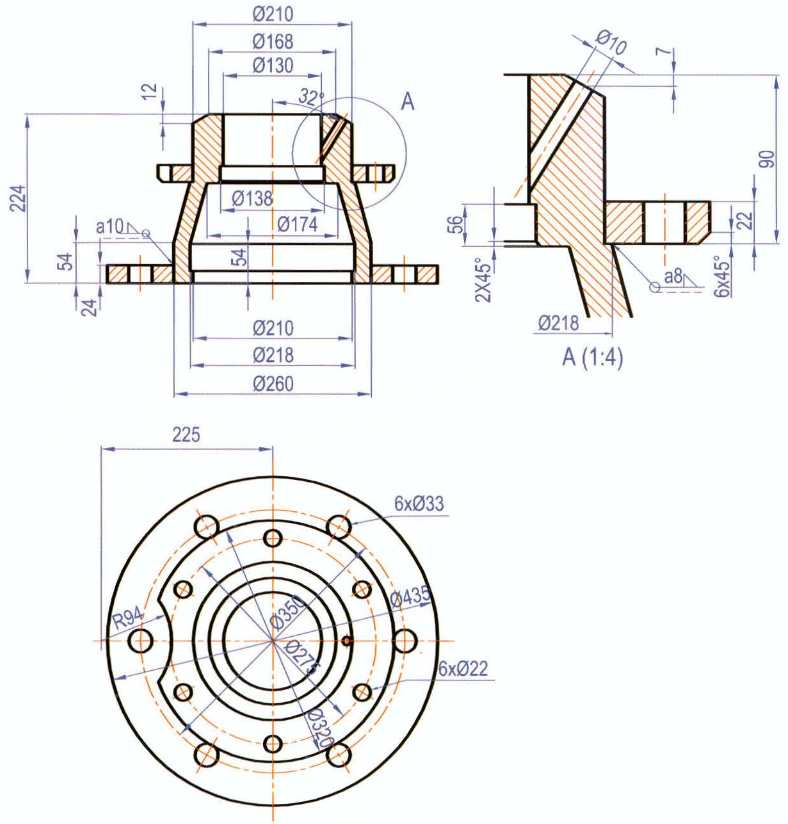
A (1:2)

DATOS DE LA RUEDA			
Módulo normal		mn	8
No de dientes		Z	16
Cremallera tipo			UNE 18016
Diámetro primitivo		dp	156
Angulo de hélice		β	350
Sentido de la hélice		⟶	DERECHAS
Distancia entre ejes		C	224,6
Angulo entre ejes		γ	0º
RUEDA CONJUGADA	Nºde dientes	Z2	30
	Plano nº		35.06

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:5			
Ingeniería Gráfica y Diseño	RUEDA 6		Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
	Nº plano: 35.06		



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:5			
Ingeniería Gráfica y Diseño	ARBOL DE ENTRADA			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 35.08			

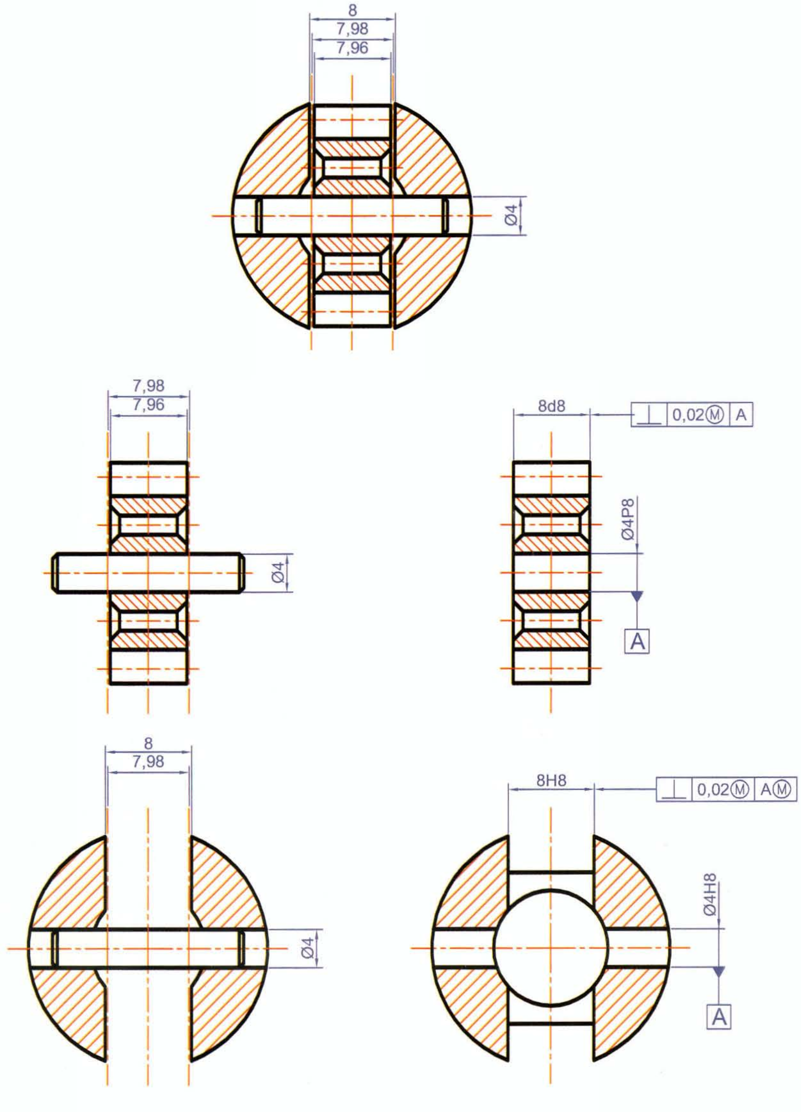


	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:10			
Ingeniería Gráfica y Diseño	SOPORTE MONITOR			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 35.9			

Polea motriz regulable

Del conjunto *polea motriz regulable* se pide:

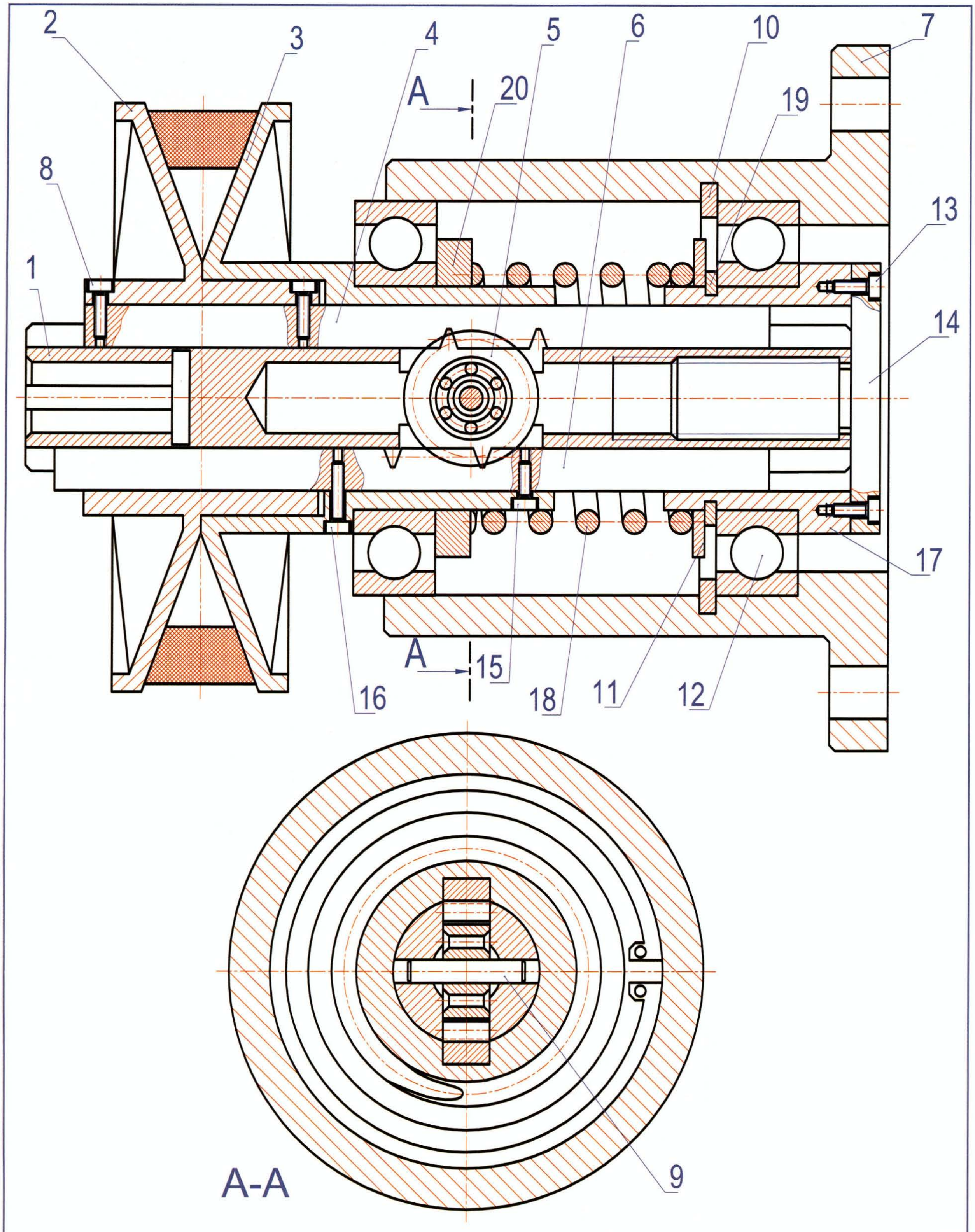
1. Determinar el ajuste normalizado entre la marca 20 y la marca 3, sabiendo que debe estar comprendido entre un mínimo de 5 y un máximo de 80, y que los ajustes de aros interior y exterior de los rodamientos deben estar comprendidos entre un mínimo de 2 y un máximo de 38.
2. El ajuste entre las marcas 1 y 9 es 4*H*8/*h*8, el ajuste entre las marcas 5 y 9 es 4*P*8/*h*8, y el ajuste entre las marcas 1 y 5 es 8*H*8/*d*8. Determinar razonadamente, dibujando un croquis, la tolerancia de perpendicularidad a establecer en las marcas 1 y 5 para las superficies de contacto entre ellas, con respecto al alojamiento del pasador de marca 9, para garantizar el montaje de las marcas.
3. Despiece acotado de las marcas 1 y 3.
4. Despiece acotado de la marca 5 sabiendo que es una rueda cilíndrico-recta de 16 dientes y diámetro primitivo 20.



SOLUCIÓN:

El ajuste entre 1 y 9 es 4*H*8/*h*8. Se trata de un juego con valor mínimo 0. El ajuste entre 5 y 9 es 4*P*8/*h*8. Se trata de un aprieto. El ajuste entre 1 y 5 es 8*H*8/*d*8. Se trata de un juego de valor mínimo 0,040 mm.

La holgura más desfavorable se produce en la condición de máximo material del juego 8*H*8/*d*8. Esta holgura se reparte a partes iguales para los dos elementos. El juego 4*H*8/*h*8 tiene juego mínimo 0, por lo que no influye en el cálculo de la tolerancia de perpendicularidad. El aprieto 4*P*8/*h*8 hace que no sea necesario aplicar la condición de máximo material a la referencia.



Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material
1	APOYO PARA MUELLE	20	98.2P.13		Acero
1	ANILLO DE SEGURIDAD	19			
1	MUELLE	18	98.2P.12		Acero
1	SOPORTE RODAMIENTO	17	98.2P.11		Acero
1	TORNILLO	16			
1	TORNILLO	15			
1	SOPORTE DEL ARBOL	14	98.2P.10		Acero
6	TORNILLO	13			
2	RODAMIENTO	12			
1	APOYO PARA MUELLE	11	98.2P.09		Acero
1	ANILLO DE SEGURIDAD	10			
1	PASADOR	9			

Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material
2	TORNILLO	8			
1	SOPORTE	7	98.2P.08		Acero
1	CREMALLERA	6	98.2P.07		Acero
1	PIÑON	5	98.2P.06		Acero
1	CREMALLERA	4	98.2P.05		Acero
1	SEMIPOLEA	3	98.2P.04		Acero
1	SEMIPOLEA	2	98.2P.03		Acero
1	ARBOL DE ENTRADA	1	98.2P.02		Acero

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			

Ingeniería Gráfica y Diseño

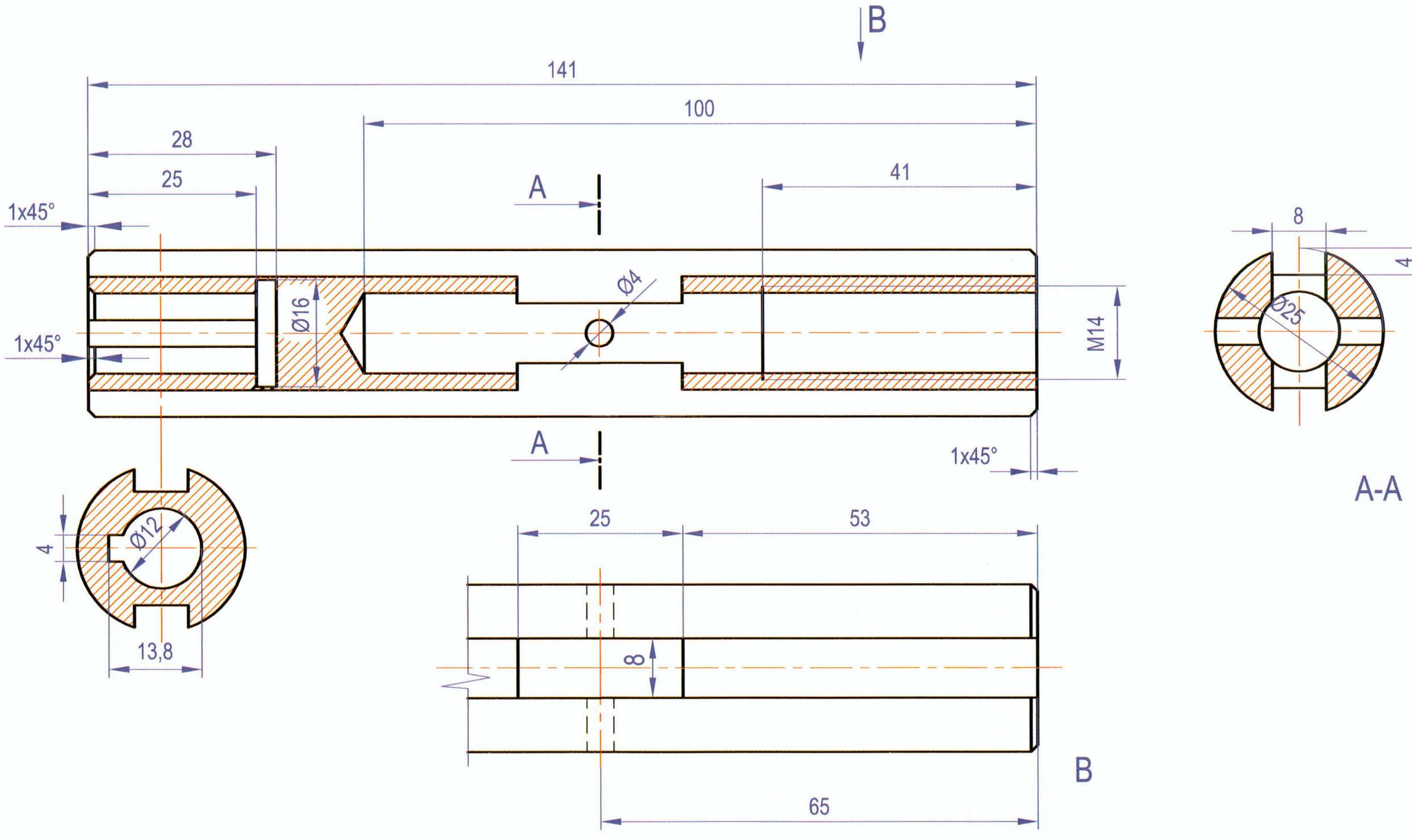
POLEA MOTRIZ REGULABLE

Tipo de doc: Plano de conjunto

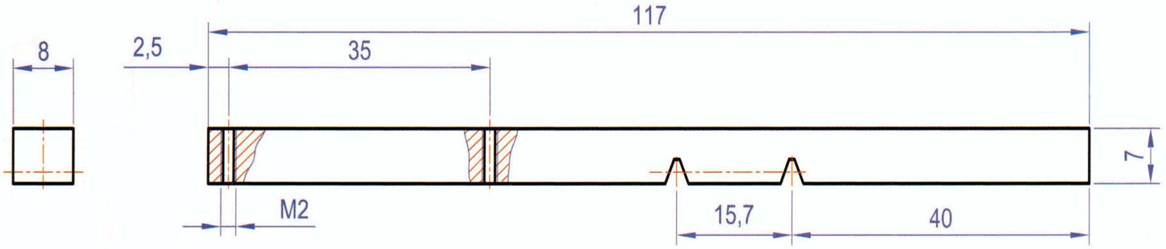
Nº plano: 98.2P.01

Idioma: es

Nº Hoja

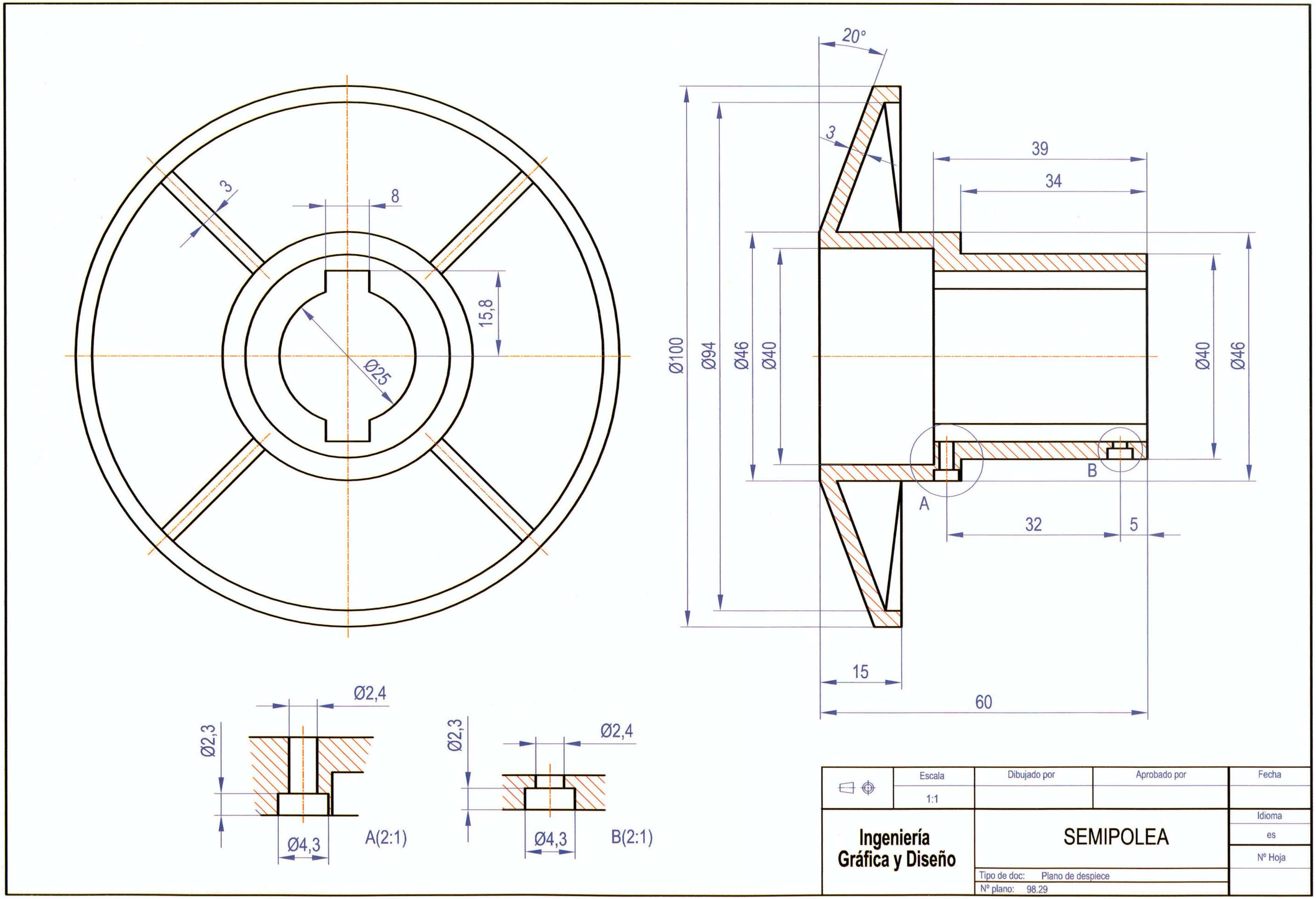


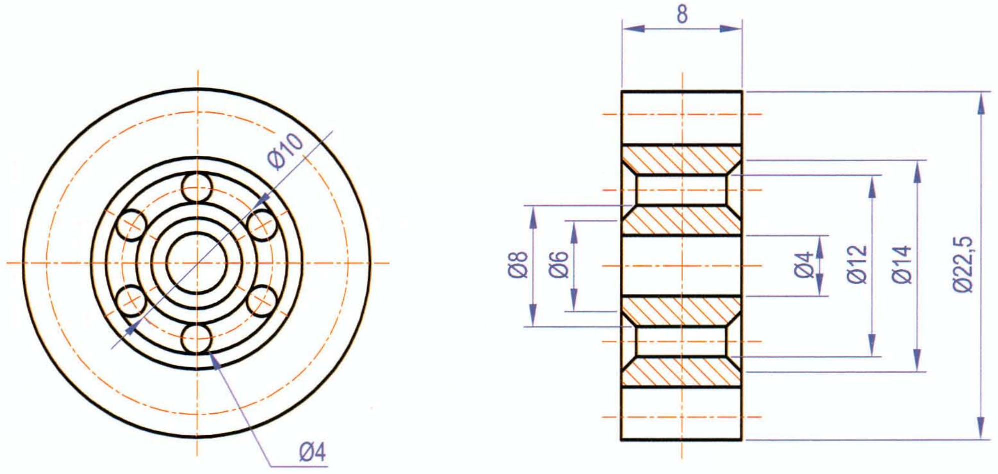
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño	ARBOL			Idioma: es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 98.2P.02			



DATOS DE LA CREMALLERA		
Módulo	m	1,25
N° de huecos	Z1	5
Cremallera tipo		UNE 18016
Rueda conjugada	Z2	16
	Plano n°	98.2P.06

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		CREMALLERA		Idioma: es
		Tipo de doc: plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano:		


3
8
15,8
Ø25
20°
3
39
34
Ø100
Ø94
Ø46
Ø40
Ø40
Ø46
A
B
32
5
15
60
Ø2,4
Ø2,3
Ø4,3
A(2:1)
Ø2,3
Ø2,4
Ø4,3
B(2:1)
Escala
1:1
Dibujado por
Aprobado por
Fecha
Idioma
es
Nº Hoja
Ingeniería
Gráfica y Diseño
SEMIPOLEA
Tipo de doc: Plano de despiece
Nº plano: 98.29

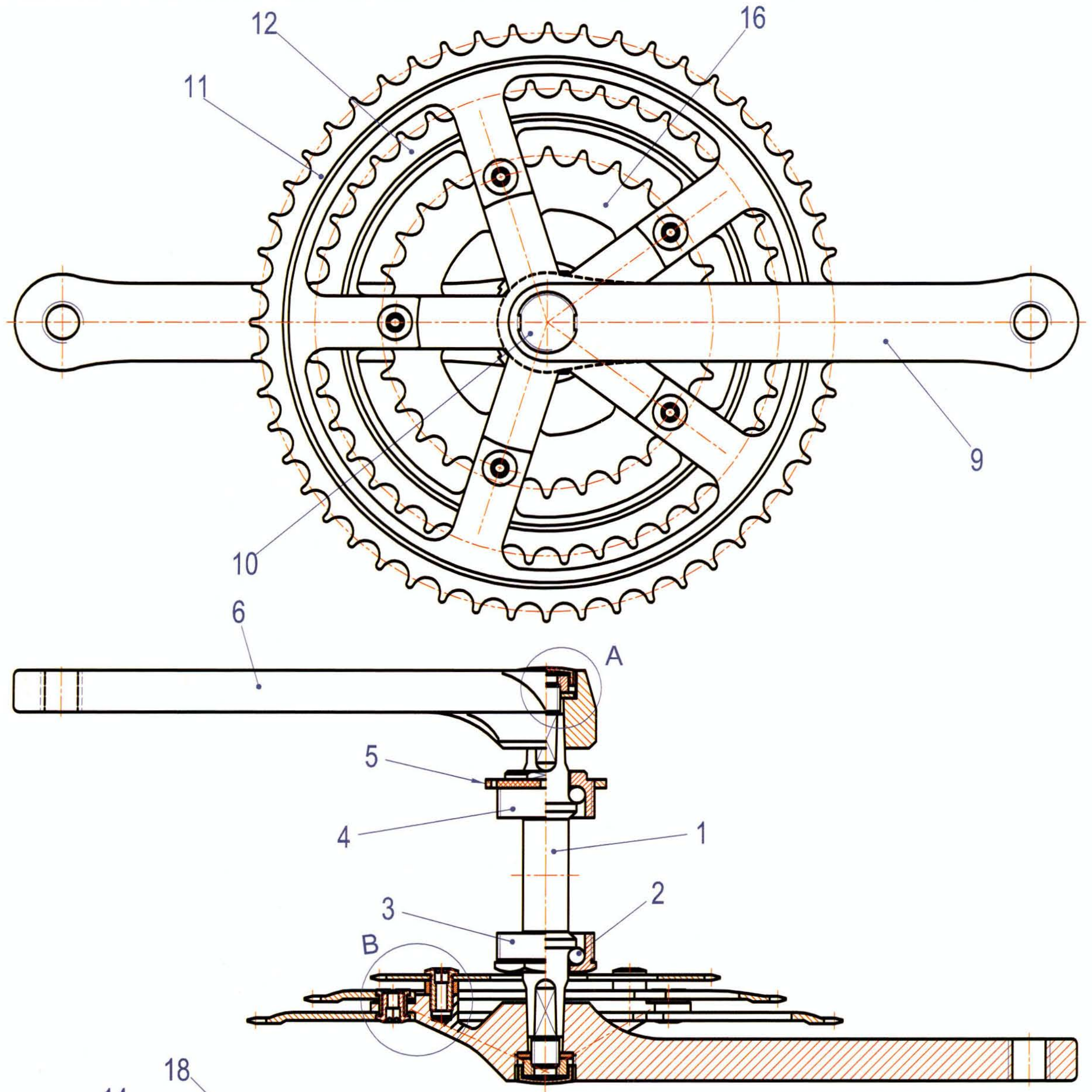


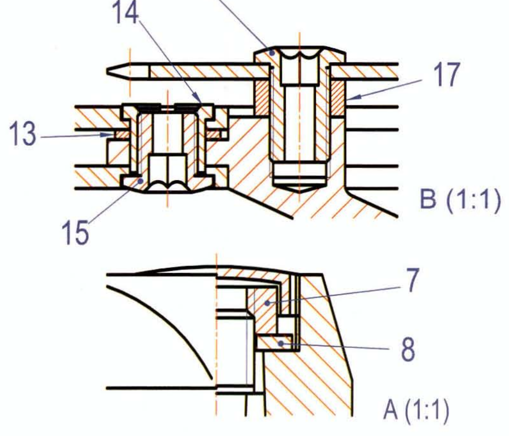
DATOS DE LA RUEDA		
Módulo	1,25	
Número de dientes	16	
Cremallera tipo	UNE 18016	
Diámetro primitivo	20	
Medida sobre 2 dientes	5,815	
CREMALLERA	Huecos	5
	Plano	98.2P.05

	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	2:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		PIÑON		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano:		

Eje de pedalier y bielas

1. Estudiar el funcionamiento del conjunto.
2. Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
3. Realizar el despiece acotado de la marca 16.





N piezas	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material	Peso
1	PLATO	12	37.11		ALUMINIO	
1	PLATO	11	37.10		ALUMINIO	
2	TAPA	10	37.09		PVC	
1	BIELA	9	37.08		ALUMINIO	
2	ARANDELA	8		Ø 10,5 DIN 125		
2	TUERCA	7		M 10 DIN 439		
1	BIELA	6	37.07		ALUMINIO	
1	CONTRATUERCA	5	37.06		ACERO	
1	CAZOLETA	4	37.05		ACERO	
1	CAZOLETA	3	37.04		ACERO	
2	RODAMIENTO	2	37.03		ACERO	
1	EJE	1	37.02		ACERO	

Nº piezas	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material	Peso
5	TORNILLO	18	37.17		ALUMINIO	
5	ARANDELA	17	37.16		ACERO	
1	PLATO	16	37.15		ACERO	
5	TORNILLO	15	37.14		ALUMINIO	
5	TUERCA	14	37.13		ALUMINIO	
5	ARANDELA	13	37.12		ACERO	

Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
1:2,5			

Ingeniería Gráfica y Diseño

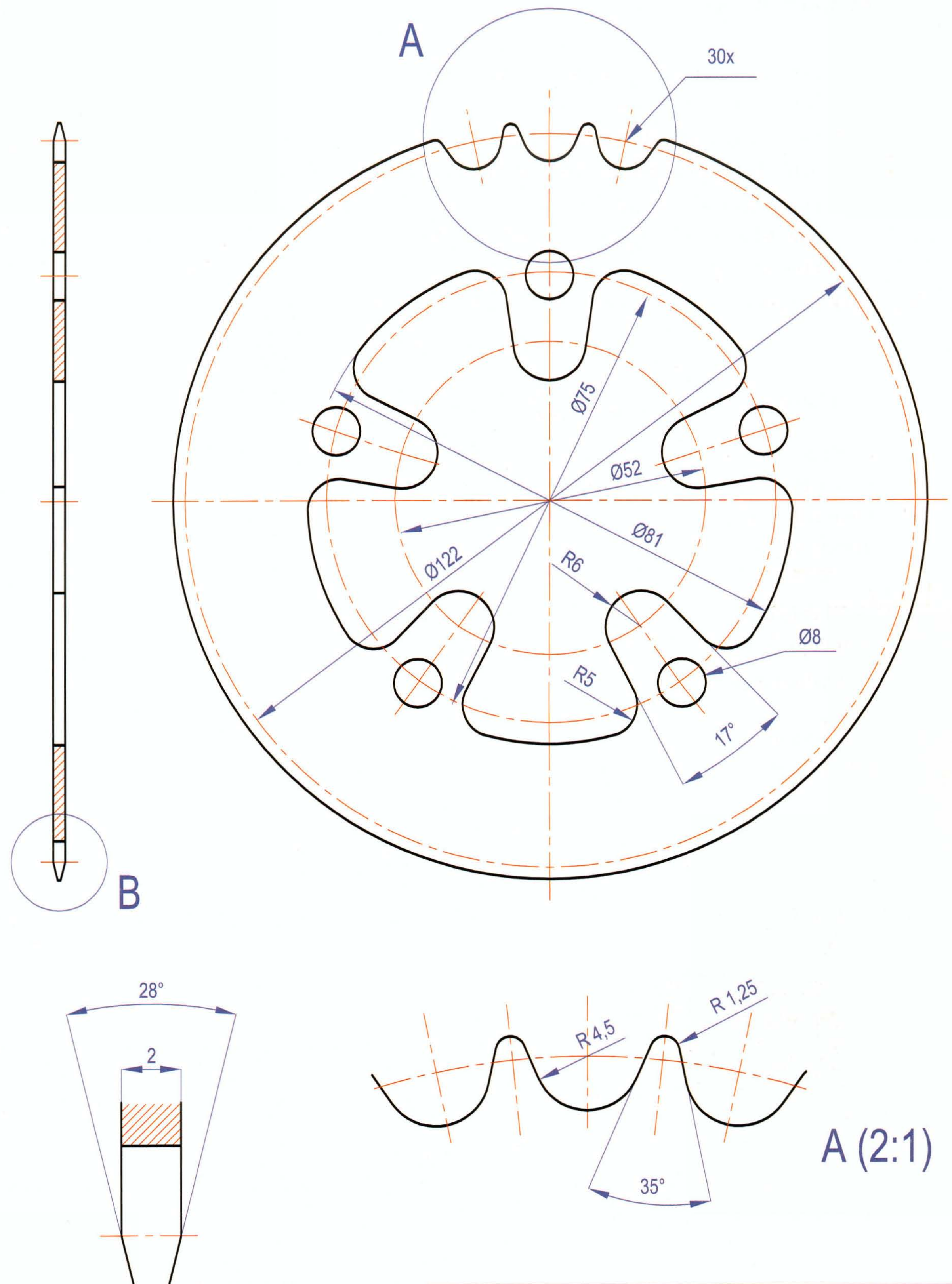
EJE DE PEDALEAR Y BIELAS

Idioma: es

Nº Hoja

Tipo de doc: Plano de conjunto

Nº plano: 37.01



	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:1			
Ingeniería Gráfica y Diseño		PLATO		Idioma
				es
				Nº Hoja
		Tipo de doc: Plano de despiece		
		Nº plano: 37.05		

Mecanismo de elevación

1. Determinar el número de dientes de las marcas 13 y 19 sabiendo que el módulo normal es 2, la relación de velocidades angulares es 43, y el ángulo de hélice a considerar es de 5°.
2. Designación de todas las marcas normalizadas excepto los tornillos, sabiendo que la marca 20 tiene diámetro nominal 12 y se define por la norma DIN 937.
3. Determinar la tolerancia normalizada de la marca 13 en su ajuste con la marca 12, sabiendo que debe estar comprendida entre 0,002 mm, y 0,055 mm. Se debe justificar la eleción del tipo de ajuste.
4. Despiece acotado de las marcas 1, 2, 3, 13 y 19.

Funcionamiento:

El accionamiento del mecanismo de elevación se realiza haciendo girar el tornillo sin fin de marca 19. El sin fin hace girar la corona de marca 13. La corona sólo puede girar. En su interior tiene tallada una rosca en la que encaja el husillo de marca 3. Como el tornillo guía de marca 4 impide el giro del husillo, el giro de la corona se transforma en el movimiento vertical de elevación o descenso del husillo.

El engranaje es del tipo tornillo sin fin-corona. Por la configuración propia de un tornillo sin fin, el ángulo de hélice dado de 85° es el del tornillo, y el de la corona, 5°.

Dado que el índice de reducción es 43, se tiene:

$$i = 43 = \frac{Z_{corona}}{Z_{tornillo}} = \frac{43k}{k}$$

Por otra parte, midiendo en el plano y aplicando la escala correspondiente, se tiene una distancia entre centros aproximada de 54 mm, por lo que:

$$2c = \frac{m_n Z_{tornillo}}{\cos\beta_{tornillo}} + \frac{m_n Z_{corona}}{\cos\beta_{corona}}$$

Dado que la suma de ángulos de hélice de tornillo y corona debe ser de 90°, si el tornillo tiene ángulo de hélice 85°, la corona tendrá 5°, por lo que:

$$2 \times 54 = \frac{2 \times k}{\cos 85^\circ} + \frac{2 \times 43k}{\cos 5^\circ}$$

de donde:

$$k = 0{,}98801$$

tomándose entonces

$$K = 1$$

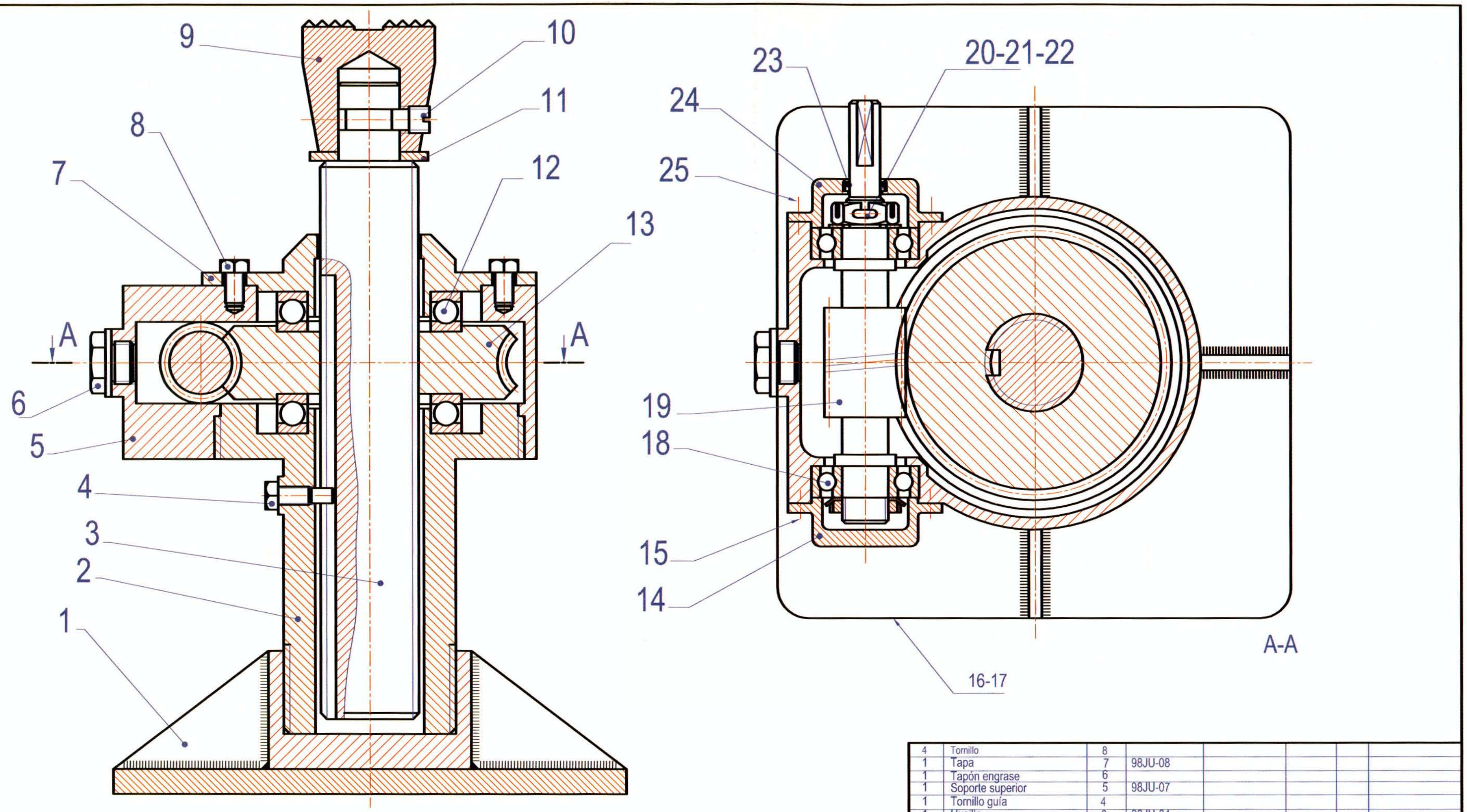
así pues:

$$Z_{tornillo} = 1$$
$$Z_{corona} = 43$$
$$dp_{tornillo} = \frac{m_n Z_{tornillo}}{\cos\beta_{tornillo}} = \frac{2 \times 1}{\cos 85°} = 23{,}0 \text{ mm}$$
$$dp_{corona} = \frac{m_n Z_{corona}}{\cos\beta_{corona}} = \frac{2 \times 43}{\cos 5°} = 86{,}3 \text{ mm}$$
$$c = \frac{1}{2}\left(\frac{m_n Z_{tornillo}}{\cos\beta_{tornillo}} + \frac{m_n Z_{corona}}{\cos\beta_{corona}}\right) = 54{,}6 \text{ mm}$$

Datos de la corona

La rosca interior de la corona es *Tr* 32 × 6. El radio de la circunferencia directriz de las superficies tóricas es la distancia entre centros del reductor, por lo que el diámetro será el doble: $D = 2 \times 54{,}6 = 109{,}2$ mm. El radio de la generatriz de la superficie exterior de los dientes de la corona se obtendrá a partir del diámetro anterior y del diámetro exterior de la corona de la forma siguiente:

$$R = [109{,}2 - (86{,}3 + 2 \times 2)]/2 = 9{,}5 \text{ mm}$$

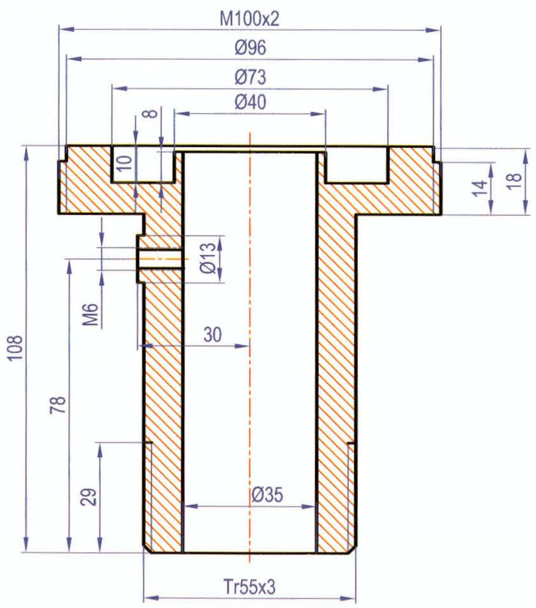


Cant.	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso	Observaciones
4	Tornillo	8					
1	Tapa	7	98JU-08				
1	Tapón engrase	6					
1	Soporte superior	5	98JU-07				
1	Tornillo guía	4					
1	Husillo	3	98JU-04				
1	Soporte inferior	2	98JU-03				
1	Base	1	98JU-02				

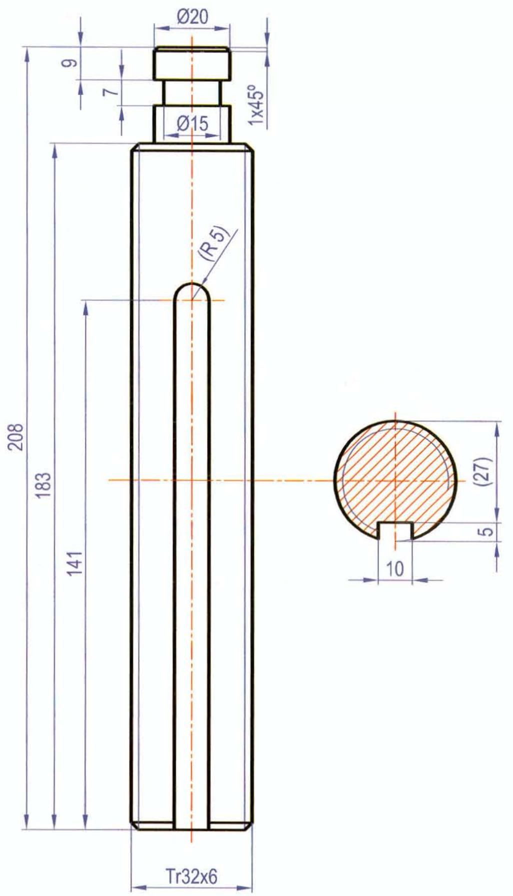
Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso
4	Tornillo	25				
1	Tapa	24	98JU-11			
1	Retén	23				
1	Arandela	22				
1	Pasador de aletas	21				
1	Tuerca almenada	20				
1	Tornillo sinfín	19	98JU-06			
2	Rodamiento	18				

Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Peso
1	Arandela de retención	17				
1	Tuerca de fijación	16				
4	Tornillo	15				
1	Tapa	14	98JU-10			
1	Corona	13	98JU-05			
2	Rodamiento	12				
1	Arandela	11				
1	Fijador	10				
1	Apoyo	9	98JU-09			

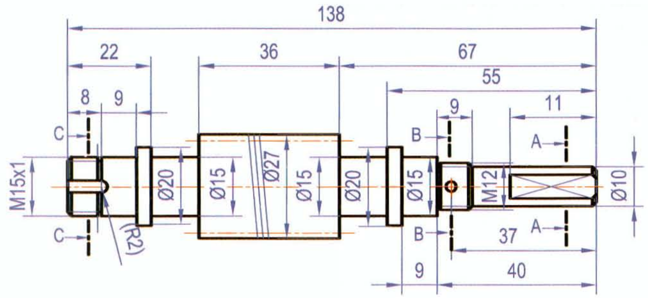
	Escala	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
	1:2			
Ingeniería Gráfica y Diseño		MECANISMO ELEVADOR		Idioma: es
		Tipo de doc: Plano de conjunto		Nº Hoja
		Nº plano: 98.JU.01		

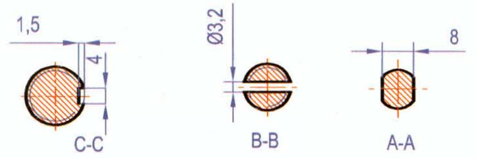


	Escala 1:2	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño		SOPORTE		Idioma es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 98-JU-04		



	Escala 1:2	Dibujado por	Aprobado por	Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño		HUSILLO		Idioma es
		Tipo de doc: Plano de despiece		Nº Hoja
		Nº plano: 98JU-04		

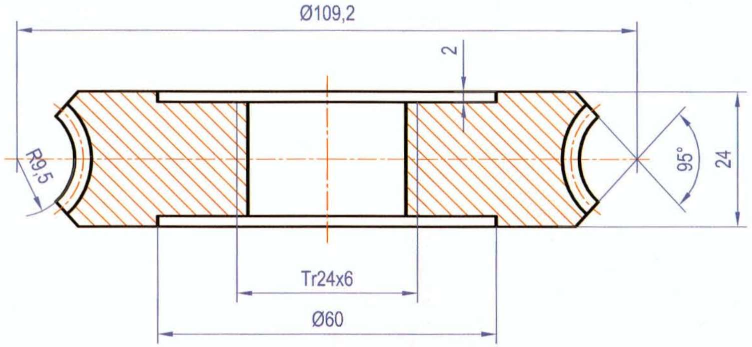




DATOS DEL TORNILLO SIN FIN

Módulo normal	mn	2	
Número de entradas	Z	1	
Cremallera tipo		UNE 18016	
Diámetro primitivo dp		23	
Distancia entre ejes C		54,6	
Angulo de la hélice		85°	
Sentido de la hélice		derechas	
Rueda conjugada	Nº de dientes		43
	Plano N		98JU-05

Escala 1:1	Dibujado por	Aprobado por		Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño	TORNILLO SIN FIN			Idioma es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 98JU-08			



DATOS DE LA CORONA

Módulo normal	mn	2	
Número de dientes	Z	43	
Cremallera tipo		UNE 18016	
Diámetro primitivo dp		86,3	
Distancia entre ejes C		54,6	
Angulo de la hélice		5	
Sentido de la hélice		derechas	
Rueda conjugada	Nº de dientes		1
	Plano N		98JU-06

Escala 3:4	Dibujado por	Aprobado por		Fecha
Ingeniería Gráfica y Diseño	CORONA			Idioma es
	Tipo de doc: Plano de despiece			Nº Hoja
	Nº plano: 98JU-08			

Anexo II

Tablas de elementos normalizados

Rosca Métrica ISO

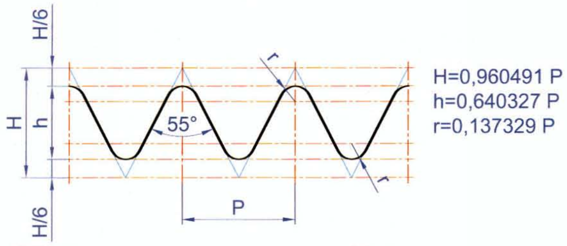
Diámetro nominal (d)			Paso (p)							Diámetro agujero pasante (tol H13)
1ª Serie	2ª Serie	3ª Serie	Normal	Finos						
1			0,25	0,2						1,2
	1,1		0,25	0,2						
1,2			0,25	0,2						1,4
	1,4		0,3	0,2						1,6
1,6			0,35	0,2						1,8
	1,8		0,35	0,2						2
2			0,4	0,25						2,4
	2,2		0,45	0,25						2,7
2,5			0,45	0,35						2,9
3			0,5	0,35						3,4
	3,5		0,6	0,35						3,9
4			0,7	0,5						4,5
	4,5		0,75	0,5						
5			0,8	0,5						5,5
		5,5		0,5						
6			1	0,75						6,6
		7	1	0,75						7,6
8			1,25	0,75	1					9
		9	1,25	0,75	1					
10			1,5	0,75	1	1,25				11
		11	1,5	0,75	1					
12			1,75	1	1,25	1,5				14
	14		2	1	1,25	1,5				16
		15		1	1,5					
16			2	1	1,5					18
		17		1	1,5					
	18		2,5	1	1,5	2				20
20			2,5	1	1,5	2				22
	22		2,5	1	1,5	2				24
24			3	1	1,5	2				26
		25		1,5						
		26		1	1,5	2				
	27		3	1	1,5	2				30
		28		1	1,5	2				
30			3,5	1	1,5	2				33
		32		1,5	2					
	33		3,5	1,5	2					36
		35		1,5						
36			4	1,5	2	3				39
		38		1,5						
	39		4	1,5	2	3				42
		40		1,5	2	3				
42			4,5	1,5	2	3	4			45
	45		4,5	1,5	2	3	4			48
48			5	1,5	2	3	4			52
		50		1,5	2	3	4			
	52		5	1,5	2	3	4			56
		55		1,5	2	3	4			
56			5,5	1,5	2	3	4			62
		58		1,5	2	3	4			
	60		5,5	1,5	2	3	4			66
		62		1,5	2	3	4			
64			6	1,5	2	3	4			70
		65		1,5	2	3	4			
	68		6	1,5	2	3	4			74
		70		1,5	2	3	4	6		

Diámetro nominal (d)			Paso (p)							Diámetro agujero pasante (tol H13)
1ª Serie	2ª Serie	3ª Serie	Normal	Finos						
72				1,5	2	3	4	6		78
		75		1,5	2	3	4			
	76			1,5	2	3	4	6		82
		78		2						
80				1,5	2	3	4	6		86
		82		2						
	85			2	3	4	6			
90				2	3	4	6			96
	95			2	3	4	6			
100				2	3	4	6			107
	105			2	3	4	6			
110				2	3	4	6			117
	115			2	3	4	6			
	120			2	3	4	6			127
125				2	3	4	6			132
	130			2	3	4	6			137
		135		2	3	4	6			
140				2	3	4	6			147
		145		2	3	4	6			
	150			2	3	4	6			158
		155		3	4	6				
160				3	4	6				
		165		3	4	6				
	170			3	4	6				
		175		3	4	6				
180				3	4	6				
		185		3	4	6				
	190			3	4	6				
		195		3	4	6				
200				3	4	6				
		205		3	4	6				
	210			3	4	6				
		215		3	4	6				
220				3	4	6				
		225		3	4	6				
		230		3	4	6				
		235		3	4	6				
	240			3	4	6				
		245		3	4	6				
250				3	4	6				
		255		4	6					
	260			4	6					
		265		4	6					
		270		4	6					
		275		4	6					
280				4	6					
		285		4	6					
		290		4	6					
		295		4	6					
	300			4	6					

Nota: En las tablas únicamente aparecen reflejados los valores que aparecen en normas. Para los agujeros pasantes correspondientes a valores no reflejados en tablas se recomienda elegir alguno interpolando entre los contiguos.

El diámetro interior se calcula según la fórmula **Di=d-1,063p**

Rosca gas (B.S.P) UNE 10226



Diámetro Nominal (pulg)	**Diámetro** (mm)	**Hilos/pulg**	**Paso en mm**	**h en mm**	**Ángulo del paso del hilo**	**Diámetro medio en mm**	**Diámetro al fondo en mm**
1/8	9,73	28	0,91	0,58	1°45'	9,15	8,57
1/4	13,16	19	1,34	0,86	2°	12,30	11,44
3/8	16,66	19	1,34	0,86	1°30'	15,81	14,95
1/2	20,95	14	1,81	1,16	1°45'	19,79	18,63
5/8	22,91	14	1,81	1,16	1°30'	21,75	20,59
3/4	26,44	14	1,81	1,16	1°15'	25,28	24,12
7/8	30,20	14	1,81	1,16	1°15'	29,04	27,88
1	33,25	11	2,31	1,48	1°15'	31,77	30,29
1 1/8	37,90	11	2,31	1,48	1°15'	36,42	34,94
1 1/4	41,91	11	2,31	1,48	1°	40,43	38,95
1 3/8	44,32	11	2,31	1,48	1°	42,84	41,36
1 1/2	47,80	11	2,31	1,48	1°	46,32	44,84
1 3/4	53,75	11	2,31	1,48	45'	52,27	50,79
2	59,61	11	2,31	1,48	45'	58,13	56,66
2 1/4	65,71	11	2,31	1,48	45'	64,23	62,75
2 1/2	75,18	11	2,31	1,48	45'	73,70	72,23
2 3/4	81,53	11	2,31	1,48	30'	80,05	78,58
3	87,88	11	2,31	1,48	30'	86,40	84,93
3 1/2	100,33	11	2,31	1,48	30'	98,85	97,37
3 3/4	106,68	11	2,31	1,48	30'	105,20	103,72
4	113,03	11	2,31	1,48	30'	111,55	110,07
4 1/2	125,73	11	2,31	1,48	30'	124,25	122,77
5	138,43	11	2,31	1,48	30'	136,95	135,47
5 1/2	151,13	11	2,31	1,48	30'	149,65	148,17
6	163,83	11	2,31	1,48	30'	162,35	160,87

Rosca Trapezoidal ISO

Diámetros nominales			Pasos para roscas de un hilo		
1ª Serie	2ª Serie	3ª Serie			
8			1,5		
	9		1,5	2	
10			1,5	2	
	11		2	3	
12			2	3	
	14		2	3	
16			2	4	
	18		2	4	
20			2	4	
	22		3	5	8
24			3	5	8
	26		3	5	8
28			3	5	8
	30		3	6	10
32			3	6	10
	34		3	6	10
36			3	6	10
	38		3	7	10
40			3	7	10
	42		3	7	10
44			3	7	12
	46		3	8	12
48			3	8	12
	50		3	8	12
52			3	8	12
	55		3	9	14
60			3	9	14
	65		4	10	16
70			4	10	16
	75		4	10	16
80			4	10	16
	85		4	12	18
90			4	12	18

Diámetros nominales			Pasos para roscas de un hilo		
1ª Serie	2ª Serie	3ª Serie			
	95		4	12	18
100			4	12	20
		105	4	12	20
	110		4	12	20
		115	6	14	22
120			6	14	22
		125	6	14	22
	130		6	14	22
		135	6	14	24
140			6	14	24
		145	6	14	24
	150		6	16	24
		155	6	16	24
160			6	16	28
		165	6	16	28
	170		6	16	28
		175	8	16	28
180			8	18	28
		185	8	18	32
	190		8	18	32
		195	8	18	32
200			8	18	32
	210		8	20	36
220			8	20	36
	230		8	20	36
240			8	22	36
	250		12	22	40
260			12	22	40
	270		12	24	40
280			12	24	40
	290		12	24	44
300			12	24	44

Para roscas de un hilo:

Diámetro interior = Diámetro nominal – Paso

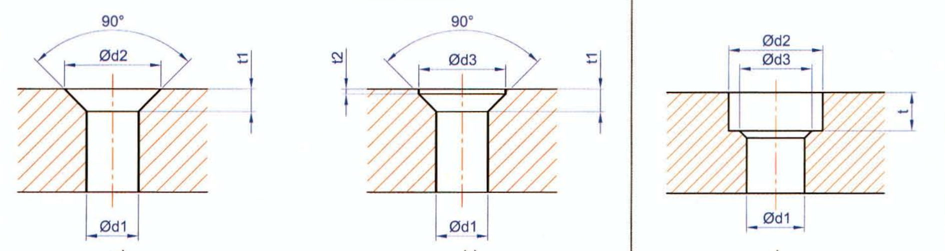
Para roscas de varios hilos:

Tienen el mismo perfil que las roscas de un hilo.

La División de una rosca de varios hilos puede elegirse de entre los valores admitidos de paso para roscas de un hilo de igual diámetro nominal (el paso real, que es múltiplo de la división, no necesita corresponder con el valor de algún paso admitido para roscas de un hilo).

Avellanados para tornillos avellanados, DIN 74.

Avellanados cónicos	Avellanados cilíndricos
Forma A para tornillos avellanados según DIN 963, DIN 965, DIN 964, DIN 966, DIN 7513, DIN 7516	**Forma H** para tornillos cilíndricos según DIN 84, DIN 7513 y DIN 7984. **Forma J** para tornillos cilíndricos según DIN 6912. **Forma K** para tornillos cilíndricos según DIN 912.



a) b) c)

Forma A

Para ϕ de rosca		1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,	2,5	3	3,5	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20
Ejecución	d_1 H13	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,4	2,9	3,4	3,9	4,5	5,5	6,6	9	11	14	16	18	20	22
media (m)	d_2 H13	2,4	2,8	3,3	3,7	4,2	4,6	5,7	6,5	7,6	8,6	10,4	12,4	16,4	20,4	24,4	27,4	32,4	36,4	40,4
(Fig, a)	t_1 ≈	0,6	0,7	0,8	0,9	1,1	1,1	1,4	1,6	1,9	2,1	2,5	2,9	3,7	4,7	5,2	5,7	7,2	8,2	9,2
Ejecución	d_1 H12	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9	2,2	2,7	3,2	3,7	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15	17	19	21
fina (f)	d_3 H12	2	2,5	2,8	3,3	3,8	4,3	5	6	7	8	10	11,5	15	19	23	26	30	34	37
(Fig, b)	t_1 ≈	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,2	1,5	1,7	2	2,2	2,6	3	4	5	5,7	6,2	7,7	8,7	9,7
	t_2	0,2	0,15	0,15	0,2	0,2	0,15	0,35	0,25	0,3	0,3	0,2	0,45	0,7	0,7	0,7	0,7	1,2	1,2	1,7

Formas H, J, K

Para ϕ de rosca		1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,3	2,5	2,6	3	3,5	4	5	6	8
d1	Media (m) H13	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,4	2,7	2,9	3	3,4	3,9	4,5	5,5	6,6	9
	Fina (f) H12	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9	2,2	2,5	2,7	2,8	3,2	3,7	4,3	5,3	6,4	8,4
d2	H13	2,2	2,5	2,8	3,3	3,8	4,3	5	5	5,5	6	6,5	8	10	11	15
d3																
t para	Forma H	0,8	0,9	1	1,2	1,5	1,6	1,8	2	2,1	2,4	2,9	3,2	4	4,7	6
avellanado	Forma J												3,4	4,2	4,8	6
	Forma K			1,6	1,8		2,3		2,9				4,6	5,7	6,8	9

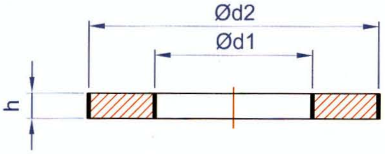
Para ϕ de rosca		10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36	42	48
d1	Media (m) H13	11	14	16	18	20	22	24	26	30	33	36	39	45	52
	Fina (f) H12	10,5	13	15	17	19	21	23	25						
d2	H13	18	20	24	26	30	33	36	40	43	48	53	57	66	76
d3			16	18	20	22	24	26	28	33	36	39	42	48	56
t para	Forma H	7	8	9	10,5	11,5	12,5	13,5	14,5						
avellanado	Forma J	7,5	8,5	9,5	11,5	12,5	13,5	14,5	15,5	17,5	19,5	21,5	23,5		
	Forma K	11	13	15	17,5	19,5	21,5	23,5	25,5	28,5	32	35	38	44	50

EJEMPLOS:

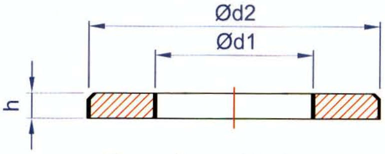
1. Designación de un avellanado forma H con agujero pasante de ejecución media (m), para diámetro de rosca 10 mm: Avellanado Hm 10 DIN 74

2. Designación de un avellanado forma A, ejecución media (m) para un diámetro de rosca 4 mm: Avellanado Am 4 DIN 74

Arandelas planas



Forma A: sin bisel



Forma B: con bisel exterior

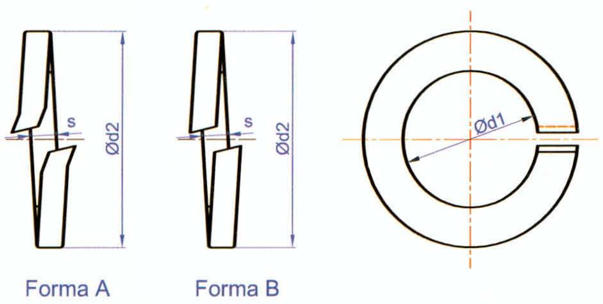
Designación: Arandela 'forma' d DIN 125

Ejemplo: Arandela B 41 DIN 125

ϕ nominal d	*Para rosca :*	*ϕ interior d_1*	*ϕ exterior d_2*	*Espesor h*
1,7	1,6	1,7	4	0,3
1,8	1,7	1,8	4,5	0,3
2,2	2	2,2	5	0,3
2,5	2,3	2,5	6	0,5
2,7	2,5	2,7	6	0,5
2,8	2,6	2,8	7	0,5
3,2	3	3,2	7	0,5
3,7	3,5	3,7	8	0,5
4,3	4	4,3	9	0,38
5,3	5	5,3	10	1
6,4	6	6,4	12	1,6
7,4	7	7,4	14	1,6
8,4	8	8,4	16	1,6
10,5	10	10,5	20	2
13	12	13	24	2,5
15	14	15	28	2,5
17	16	17	30	3
19	18	19	34	3
21	20	21	37	3
23	22	23	39	3
25	24	25	44	4
27	26	27	50	4
28	27	28	50	4
29	28	29	50	4
31	30	31	56	4
33	32	33	60	5
34	33	34	60	5
36	35	36	66	5
37	36	37	66	5
39	38	39	72	6
40	39	40	72	6

ϕ nominal d	*Para rosca :*	*ϕ interior d_1*	*ϕ exterior d_2*	*Espesor h*
41	40	41	72	6
43	42	43	78	7
46	45	46	85	7
50	48	50	92	8
52	50	52	92	8
54	52	54	98	8
57	55	57	105	9
58	56	58	105	9
60	58	60	110	9
62	60	62	110	9
66	64	66	115	9
70	68	70	120	10
74	72	74	125	10
78	76	78	135	10
82	80	82	140	12
87	85	87	145	12
93	90	93	160	12
98	95	98	165	12
104	100	104	175	14
109	105	109	180	14
114	110	114	185	14
119	115	119	200	14
124	120	124	210	16
129	125	129	220	16
134	130	134	220	16
139	135	139	230	16
144	140	144	240	18
149	145	149	250	18
155	150	155	250	18
165	160	165	250	18

Arandelas elásticas

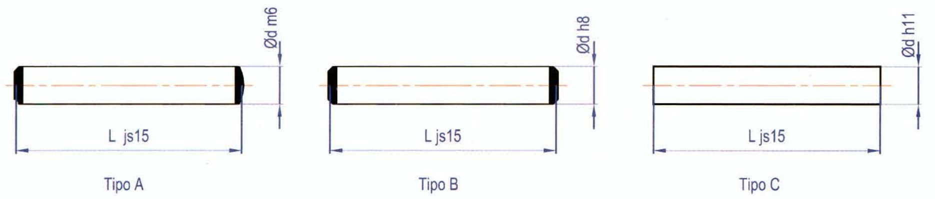


Designación: Arandela elástica 'forma' d DIN 127

Ejemplo: Arandela elástica A 4 DIN 127

ϕ nominal *d*	**Para rosca :**	**ϕ interior** d_1	**ϕ exterior** d_2	**Espesor** *s*
2	2	2,4	4,4	0,5
2,2	2,2	2,6	4,8	0,6
2,5	2,5	2,9	5,1	0,6
3	3	3,4	6,2	0,8
3,5	3,5	3,9	6,7	0,8
4	4	4,4	7,6	0,9
5	5	5,4	9,2	1,2
6	6	6,5	11,8	1,6
7	7	7,5	12,8	1,6
8	8	8,5	14,8	2
10	10	10,7	18,1	2,2
12	12	12,7	21,1	2,5
14	14	14,7	24,1	3
16	16	17	27,4	3,5
18	18	19	29,4	3,5
20	20	21,2	33,6	4
22	22	23,5	35,9	4
24	24	25,5	40	5
27	27	28,5	43	5
30	30	31,7	48,2	6
36	36	37,7	58,2	6
39	39	40,7	61,2	6
42	42	43,7	68,2	7
45	45	46,7	71,2	7
48	48	50,5	75	7
52	52	54,5	83	8
56	56	58,5	87	8
60	60	62,5	91	8
64	64	66,5	95	8
68	68	70,5	99	8
72	72	74,5	103	8
80	80	82,5	111	8
90	90	92,5	121	8
100	100	102,5	131	8

Pasadores cilíndricos

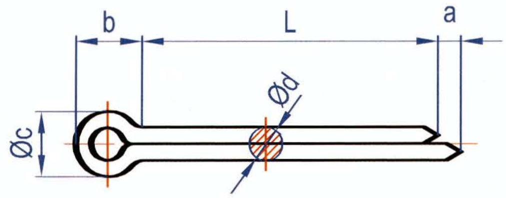


Designación: Pasador cilíndrico TIPO d x l UNE 17-061-79
Ejemplo: Pasador cilíndrico A 10 x 40 UNE 17-061-79

Diámetro nominal d	0,6	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40	50
LONGITUD NOMINAL "l" 2	■	■																		
3	■	■																		
4	■	■	■	■	■															
5	■	■	■	■	■															
6	■	■	■	■	■	■	■													
8		■	■	■	■	■	■	■	■											
10			■	■	■	■	■	■	■	■										
12				■	■	■	■	■	■	■	■									
14					■	■	■	■	■	■	■	■								
16					■	■	■	■	■	■	■	■								
20						■	■	■	■	■	■	■	■							
25						■	■	■	■	■	■	■	■	■						
30								■	■	■	■	■	■	■	■					
35									■	■	■	■	■	■	■					
40									■	■	■	■	■	■	■	■				
45									■	■	■	■	■	■	■	■				
50										■	■	■	■	■	■	■	■			
55										■	■	■	■	■	■	■	■			
60											■	■	■	■	■	■	■	■		
65												■	■	■	■	■	■	■		
70												■	■	■	■	■	■	■		
75												■	■	■	■	■	■	■		
80												■	■	■	■	■	■	■	■	
90													■	■	■	■	■	■	■	
100													■	■	■	■	■	■	■	■
110														■	■	■	■	■	■	■
120														■	■	■	■	■	■	■
130														■	■	■	■	■	■	■
140														■	■	■	■	■	■	■
150														■	■	■	■	■	■	■
160															■	■	■	■	■	■
170															■	■	■	■	■	■
180															■	■	■	■	■	■
190																■	■	■	■	■
200																■	■	■	■	■

Normas equivalentes: UNE 17-061, ISO 2338, DIN 7.

Pasadores de aletas



Designación: Pasador de aletas d x l UNE 17-059-78
Ejemplo: Pasador de aletas 2 x 20 UNE 17-059-78

Diámetro nominal d[1]		0,6	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	13	16	20
L	4																
O	5																
N	6																
G	8																
I	10																
T	12																
U	14																
D	16																
	18																
N	20																
O	22																
M	25																
I	28																
N	32																
A	36																
L	40																
	45																
"l"	50																
	56																
	63																
	71																
	80																
	90																
	100																
	112																
	125																
	140																
	160																
	180																
	200																
	224																
	250																
	280																
Tornillos[2]	>	--	2,5	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	20	27	39	56	80	120	170
	≤	2,5	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	20	27	39	56	80	120	170	--
Ejes[3]	>	--	2	3	4	5	6	8	9	12	17	23	29	44	69	110	160
	≤	2	3	4	5	6	8	9	12	17	23	29	44	69	110	160	--

Normas equivalentes: UNE 17-059, ISO 1234, DIN 94.

[1] Diámetro nominal = Diámetro del agujero pasante.

[2] Empleados para los diámetros nominales de rosca especificados.

[3] Empleados para los diámetros especificados.

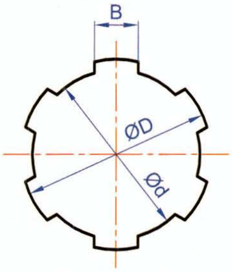
Acoplamientos de ejes nervados con flancos rectos ISO 14

SIN INDICACION DE TOLERANCIAS

Designación estriado exterior (en ejes):	EXT N x d x D - ISO 14	Ejemplo: EXT 6 x 23 x 26 - ISO 14
Designación estriado interior (en cubos):	INT N x d x D - ISO 14	Ejemplo: INT 6 x 23 x 26 - ISO 14
Designación acoplamiento estriado (en conjuntos):	INT/EXT N x d x D - ISO 14	Ejemplo: INT/EXT 6 x 23 x 26 - ISO 14

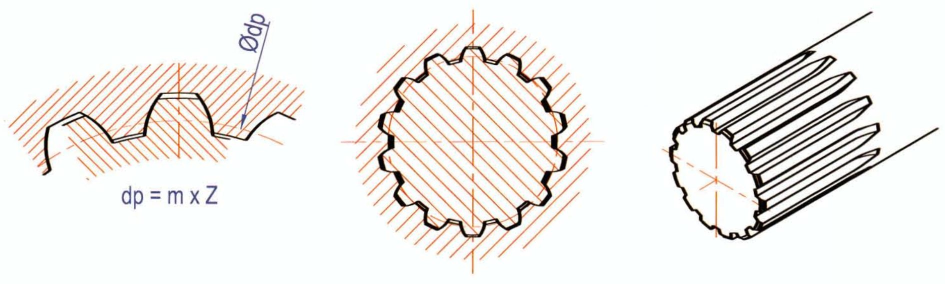
CON INDICACION DE TOLERANCIAS

Designación estriado exterior (en ejes):	EXT N x d tol x D - ISO 14	Ejemplo: EXT 6 x 23 f7 x 26 - ISO 14
Designación estriado interior (en cubos):	INT N x d Tol x D - ISO 14	Ejemplo: INT 6 x 23 H7 x 26 - ISO 14
Designación acoplamiento estriado (en conjuntos):	INT/EXT N x d Tol/tol x D - ISO 14	Ejemplo: INT/EXT 6 x 23 H7/f7 x 26 - ISO 14



Diámetro nominal d	Serie ligera			Serie media			Serie pesada		
	N º nervios N	D	B	N º nervios N	D	B	N º nervios N	D	B
11	-	-	-	6	14	3	-	-	-
13	-	-	-	6	16	3,5	-	-	-
16	-	-	-	6	20	4	10	20	2,5
18	-	-	-	6	22	5	10	23	3
21	-	-	-	6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	8	38	6	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7
52	8	58	10	8	60	10	16	60	5
56	8	62	10	8	65	10	16	65	5
62	8	68	12	8	72	12	16	72	6
72	10	78	12	10	82	12	16	82	7
82	10	88	12	10	92	12	20	92	6
92	10	98	14	10	102	14	20	102	7
102	10	108	16	10	112	16	20	115	8
112	10	120	18	10	125	18	20	125	9

Estriados con flancos de evolvente ISO 4156



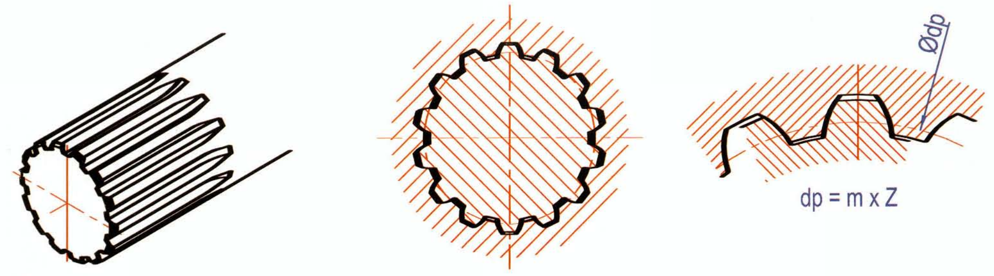
Designaciones:

a)	Estriado interior	= INT
	Estriado exterior	= EXT
	Acoplamiento estriado	= INT/EXT
b)	Número de dientes	= Z (precedido del número)
c)	Módulo	= m (precedido del valor)
	Valores del módulo: 0,25, 0,5, 0,75, 1, 1,25, 1,5, 1,75, 2, 2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10	
d)	Angulo de presión 30º fondo plano	= 30 P
	Angulo de presión 30º radio de fondo	= 30 R
	Angulo de presión 37,5º	= 37,5
	Angulo de presión 45º	= 45
e)	Clases de tolerancia	= 4 – 5 – 6 – 7
f)	Clase de ajuste estría interior	= H
	Clase de ajuste estría exterior	= k – js – h – f – e – d
g)	ISO 4156 o UNE 18 076	

Ejemplos:

Acoplamiento:	INT/EXT 24Z x 2,5 m x 30R x 5H/5f ISO 4156
Estriado interior:	INT 24Z x 2,5 m x 30R x 5H ISO 4156
Estriado exterior:	EXT 24Z x 2,5 m x 30R x 5f ISO 4156

Estriados entallados DIN 5481



Designación: Perfil de cubo nervado A d1 x d3 DIN 5481
Perfil de eje nervado B d1 x d3 DIN 5481

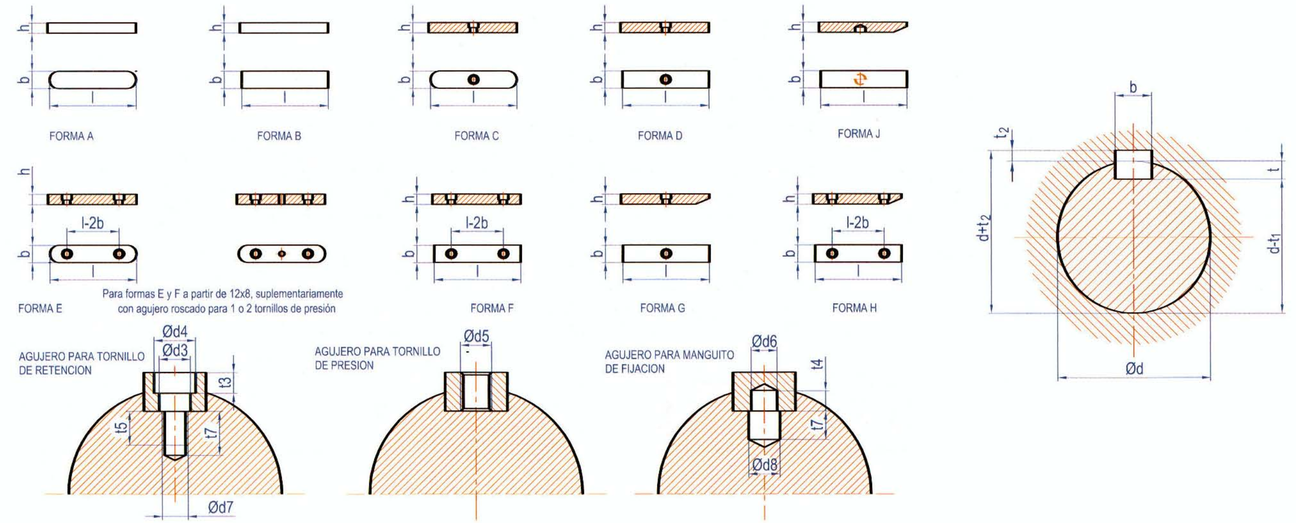
Designación d1 x d3	Diámetros d1	d3	d5	Número de dientes
7x8	6,9	8,1	7,5	28
8x10	8,1	10,1	9	28
10x12	10,1	12	11	30
12x14	12	14,2	13	31
15x17	14,9	17,2	16	32
17x20	17,3	20	18,5	33
21x24	20,8	23,9	22	34
26x30	26,5	30	28	35
30x34	30,5	34	32	36
36x40	36	39,9	38	37
40x44	40	44	42	38
45x50	45	50	47,5	39
50x55	50	54,9	52,5	40
55x60	55	60	57,5	42
60x65	60	65	61,5	41
65x70	65	70	67,5	45
70x75	70	75	72	48
75x80	75	80	76,5	51
80x85	80	85	82,5	55
85x90	85	90	87	58
90x95	90	95	91,5	61
95x100	95	100	97,5	65
100x105	100	105	102	68
105x110	105	110	106,5	71
110x115	110	115	112,5	75
115x120	115	120	117	78
120x125	120	125	121,5	81

Lengüetas DIN 6885

Designación: Lengüeta tipo 'Tipo' b x h x l DIN 6885

Dimensiones de la lengüeta																											
Sección de la	anchura b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
lengüeta	altura h	2	3	4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14	16	18	20	22	25	28	32	32	36	40	45	50
Para diámetro	más de	6	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440
del eje	hasta	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500
Dimensiones de la ranura del eje																											
Anchura b	asiento fijo P9	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
	asiento ligero N9	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
Profundidad t1		1,2	1,8	2,5	3	3,5	4	5	5	5,5	6	7	7,5	9	9	10	11	12	13	15	17	20	20	22	25	28	31
	diferencia admisible	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3
Dimensiones de la ranura del cubo																											
Anchura b	asiento fijo P9	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
	asiento ligero Js9	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
Profundidad t2		1	1,4	1,8	2,3	2,8	3,3	3,3	3,3	3,8	4,3	4,4	4,9	5,4	5,4	6,4	7,4	8,4	9,4	10,4	11,4	12,4	12,4	14,4	15,4	17,4	19,5
	diferencia admisible	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3
Longitudes admisibles																											
	6	■	■																								
	8	■	■	■																							
	10	■	■	■	■																						
	12	■	■	■	■																						
	14	■	■	■	■	■																					
	16	■	■	■	■	■																					
	18	■	■	■	■	■	■																				
	20	■	■	■	■	■	■																				
	22		■	■	■	■	■	■																			
	25		■	■	■	■	■	■																			
	28		■	■	■	■	■	■	■																		
	32		■	■	■	■	■	■	■																		
	36		■	■	■	■	■	■	■	■																	
	40			■	■	■	■	■	■	■																	
	45			■	■	■	■	■	■	■	■																
	50				■	■	■	■	■	■	■	■															
	56				■	■	■	■	■	■	■	■	■														
	63					■	■	■	■	■	■	■	■	■													
	70					■	■	■	■	■	■	■	■	■	■												
	80						■	■	■	■	■	■	■	■	■	■											
	90						■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■										
	100							■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■									
	110							■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■								
	125								■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■							
	140								■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■						
	160									■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■					
	180										■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■				
	200											■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■			
	220												■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■		
	250													■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	
	280														■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	320															■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	360																■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
	400																	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■

Dimensiones de la lengüeta																											
Sección de la lengüeta	anchura b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
	altura h	2	3	4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14	16	18	20	22	25	28	32	32	36	40	45	50
Para diámetro del eje	más de	6	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	45	75	85	95	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440
	hasta	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500
Agujeros para tornillos de retención, tornillos de presión y manguitos de sujeción																											
Agujeros de la lengüeta de ajuste	d3	-	-	-	-	-	3,4	3,4	4,5	5,5	5,5	6,6	6,6	6,6	9	11	11	14	14	14	14	14	14	18	18	22	22
	d4	-	-	-	-	-	6	6	8	10	10	11	11	11	15	18	18	20	20	20	20	20	20	26	26	33	33
	d5	-	-	-	-	-	M3	M3	M4	M5	M5	M5	M6	M6	M8	M10	M10	M12	M12	M12	M12	M12	M12	M16	M16	M20	M20
	d6 H12	-	-	-	-	-	4	4	5	6	6	8	8	8	10	12	12	16	16	16	16	16	16	20	20	25	25
	t3	-	-	-	-	-	2,4	2,4	3,2	4,1	4,1	4,8	4,8	4,8	6	7,3	7,3	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	11,5	11,5	13,5	13,5
	t4	-	-	-	-	-	4	4	5	6	6	7	8	8	10	10	12	14	16	16	16	16	16	20	20	25	25
Agujeros del eje	d7	-	-	-	-	-	M3	M3	M4	M5	M5	M6	M6	M6	M8	M10	M10	M12	M12	M12	M12	M12	M12	M16	M16	M20	M20
	d8	-	-	-	-	-	4,5	4,5	5,5	6,5	6,5	9	9	9	11	13	13	17	17	17	17	17	17	21	21	26	26
	t5	-	-	-	-	-	4	5	6	6	6	7	6	8	9	9	11	15	13	15	12	13	13	17	18	20	20
	t6	-	-	-	-	-	7	8	10	10	10	12	11	13	15	15	17	22	20	22	19	20	20	24	25	28	28
	t7	-	-	-	-	-	5	5	7	8	8	11	10	10	12	18	16	20	18	18	18	18	18	24	24	30	30
Tornillo de retención (DIN 84, 7984 ó 6912)		-	-		-	-	M3x8	M3x10	M4x10	M5x10	M5x10	M6x12	M6x12	M6x16	M8x16	M10x16	M10x20	M12x25	M12x25	M12x30	M12x30	M12x35	M12x35	M16x40	M16x45	M20x50	M20x55
Manguito de sujeción (DIN 1481)		-	-		-	-	4x8	4x8	5x10	6x12	6x12	8x16	8x16	8x16	10x20	12x24	12x24	16x30	16x30	16x30	16x32	16x32	16x32	20x40	20x40	25x50	25x50



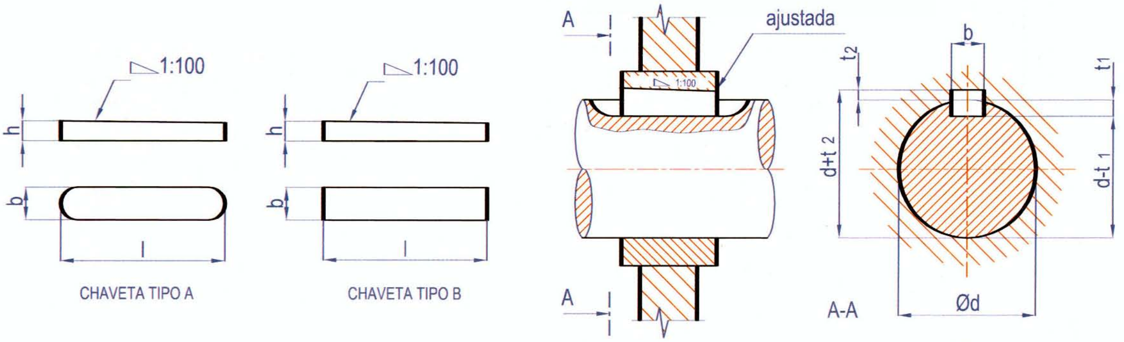
Chavetas DIN 6886

Designación: Chaveta Tipo (A o B) b x h x l DIN 6886

Material St 50-1 K DIN 1652 para h hasta 25
St 60-2 K DIN 1652 para h mayor de 25

Sección de la chaveta	Anchura	b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
	Altura	h	2	3	4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14	16	18	20	22	25	28	32	36	36	40	45	50
Diámetro del eje	mas de	d	6	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440
	hasta		8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500
Anchura de la ranura		b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
Profundidad ranura del eje		t1	1.2	1.8	2.5	3	3.5	4	5	5	5.5	6	7	7.5	9	9	10	11	12	13	15	17	20	20	22	25	28	31
		dif. adm.	0.1					0.2											0.3									
Profundidad ranura cubo		t2	0.5	0.9	1.2	1.7	2.2	2.4	2.4	2.4	3	3.4	3.4	3.9	4.4	4.4	5.4	6.4	7.1	8.1	9.1	10.1	11.1	11.1	13.1	14.1	16.1	18.1
		dif. adm.	0.1					0.2											0.3									

Longitud (l)	diferencia admis. Chaveta	Ranura	LONGITUDES ADMISIBLES PARA CADA UNA DE LAS SERIES DE DIAMETROS
6			
8			
10			
12			
14			
16	-0.2	0.2	
18			
20			
22			
25			
28			
32			
36			
40			
45			
50	-0.3	0.3	
56			
63			
70			
80			
90			
100			
110			
125			
140			
160			
180	-0.5	0.5	
200			
220			
250			
280			
320			
360			
400			



La medida t_2 se refiere a la profundidad máxima de la ranura en el cubo

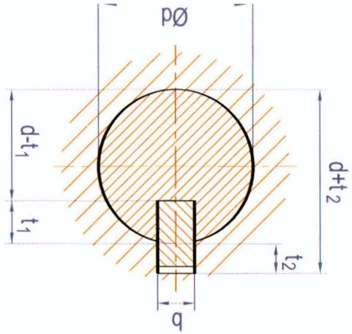
Lengüetas DIN 6888

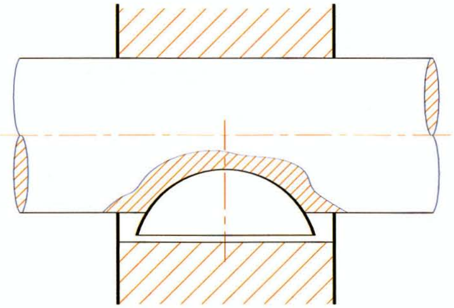
Designación: Lengüeta b x h DIN 6888 — Material: Acero St 60

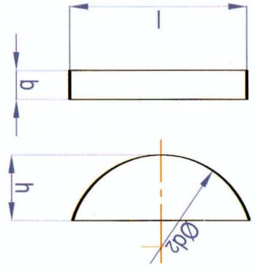
Dimensiones de la lengüeta redonda																									
Sección de	ancho b h9	1	1,5	2	2	2,5	3	3	3	4	4	4	5	5	5	6	6	6	6	8	8	8	10	10	10
la lengüeta	altura h h12	1,4	2,6	2,6	3,7	3,7	3,7	5	6,5	5	6,5	7,5	6,5	7,5	9	7,5	9	10	11	9	11	13	11	13	16
Para diámetro	más de	3	4	6	6	8	8	8	-	10	10	-	12	12	-	17	17	17	-	22	22	-	30	30	-
del eje d	hasta	4	6	8	8	10	10	10	-	12	12	-	17	17	-	22	22	22	-	30	30	-	38	38	-
Diámetro d2		4	7	7	10	10	10	13	16	13	16	19	16	19	22	19	22	25	28	22	28	32	28	32	45
	dif,adm	0	0	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,2	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2
Longitud l		3,82	6,76	6,76	9,66	9,66	9,66	12,7	15,7	12,7	15,7	18,6	15,7	18,6	21,6	18,6	21,6	24,5	27,4	21,6	27,4	31,4	27,4	31,4	43,1
Dimensiones del chavetero del eje																									
Ancho b	Asiento fijo P9	1	1,5	2	2	2,5	3	3	3	4	4	4	5	5	5	6	6	6	6	8	8	8	10	10	10
	Asiento ligero N9	1	1,5	2	2	2,5	3	3	3	4	4	4	5	5	5	6	6	6	6	8	8	8	10	10	10
Profundidad t1	Serie A	1	2	1,8	2,9	2,9	2,5	3,8	5,3	3,5	5	6	4,5	5,5	7	5,1	6,6	7,6	8,6	6,2	8,2	10,2	7,8	9,8	12,8
	Serie B	1	2	1,8	2,9	2,9	2,8	4,1	5,6	4,1	5,6	6,6	5,4	6,4	7,9	6	7,5	8,5	9,5	7,5	9,5	11,5	9,1	11,1	14,1
	Dif, adm, para A y B	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2
Diámetro d2 + 0,5		4	7	7	10	10	10	13	16	13	16	19	16	19	22	19	22	25	28	22	28	32	28	32	45
Dimensiones del chavetero del cubo																									
Ancho b	Asiento fijo P9	1	1,5	2	2	2,5	3	3	3	4	4	4	5	5	5	6	6	6	6	8	8	8	10	10	10
	Asiento ligero J9	1	1,5	2	2	2,5	3	3	3	4	4	4	5	5	5	6	6	6	6	8	8	8	10	10	10
Profundidad t2	Serie A	0,6	0,8	1	1	1	1,4	1,4	1,4	1,7	1,7	1,7	2,2	2,2	2,2	2,6	2,6	2,6	2,6	3	3	3	3,4	3,4	3,4
	Dif, adm, para A	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2
	Serie B	0,6	0,8	1	1	1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,3	1,3	1,3	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	2,1	2,1	2,1
	Dif, adm, paraB	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1

Serie A: Chavetero de cubo alto, a usar preferentemente.

Serie B: Chavetero de cubo bajo, a usar para máquinas herramienta.



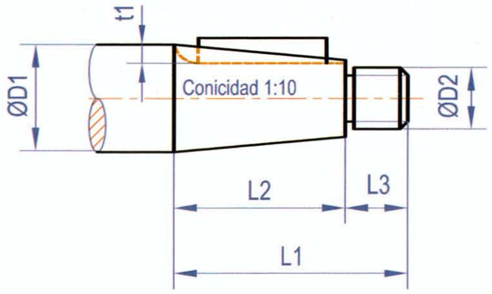




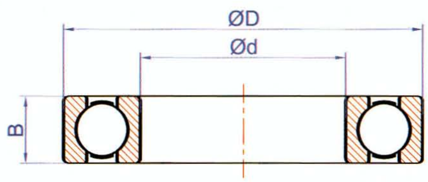
Dimensiones para extremos de ejes cónicos (serie larga y serie corta) DIN 1448

Designación: Extremo de eje $D_1 \times L_1$ DIN 1448.
Ejemplo: Extremo de eje de diámetro 200 y longitud 350 : Extremo de eje 200 x 350 DIN 1448

D_1	L_1 largo	L_1 corto	L_2 largo	L_2 corto	L_3	t_1 largo	t_1 corto	bxh	Rosca D_2
6	16	-	10	-	6	-	-	-	M4
7									
8	20	-	12	-	8				M6
9									
10	23	-	15	-	8				
11						1,6		2x2	
12	30	-	18	-	12	1,7			M8x1
14						2,3		3x3	
16	40	28	28	16		2,5	2,2		M10x1,25
19						3,2	2,9	4x4	
20	50	36	36	22	14	3,4	3,1		M12x1,25
22									
24						3,9	3,6	5x5	
25	60	42	42	24	18	4,1	3,6		M16x1,5
28									
30	80	58	58	36	22	4,5	3,9		M20x1,5
32						5	4,4	6x6	
35									
38									M24x2
40	110	82	82	54	28	7,1	6,4	10x8	
42									
45								12x8	M30x2
48									
50									M36x3
55						7,6	6,9	14x9	
60	140	105	105	70	35	8,6	7,8	16x10	M42x3
65									
70						9,6	8,8	18x11	M48x3
75									
80	170	130	130	90	40	10,8	9,8	20x12	M56x4
85									
90						12,3	11,3	22x14	M64x4
95									
100	210	165	165	120	45	13,1	12	25x14	M72x4
110									M80x4
120						14,1	13	28x16	M90x4
130	250	200	200	150	50	15	13,8		
140						16	14,8	32x18	M100x4
150									M110x4
160	300	240	240	180	60	18	16,5	36x20	M125x4
170									
180						19	17,5	40x22	M140x6
190	350	280	280	210	70	20	18,3		
200									M160x6
220						22	20,3	45x25	



Rodamientos rígidos de bolas. d 3 - 160 mm



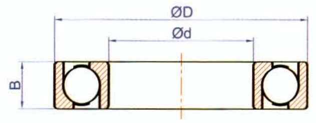
d	D	B	MODELO
3	10	4	623
4	13	5	624
	16	5	634
5	16	5	625
	19	6	635
6	19	6	626
7	19	6	607
	22	7	627
8	22	7	608
9	24	7	609
	26	8	629
10	26	8	6000
	30	9	6200
	35	11	6300
12	28	8	6001
	32	10	6201
	37	12	6301
15	32	9	6002
	35	11	6202
	42	13	6302
17	35	10	6003
	40	12	6203
	47	14	6303
	62	17	6403
20	42	12	6004
	47	14	6204
	52	15	6304
	72	19	6404
25	47	12	6005
	52	15	6205
	62	17	6305
	80	21	6405
30	55	13	6006
	62	16	6206
	72	19	6306
	90	23	6406
35	62	14	6007
	72	17	6207
	80	21	6307
	100	25	6407

d	D	B	MODELO
40	68	15	6008
	80	18	6208
	90	23	6308
	110	27	6408
50	80	16	6010
	60	20	6210
	110	27	6310
	130	31	6410
55	90	18	6011
	100	21	6211
	120	29	6311
	140	33	6411
60	95	18	6012
	110	22	6212
	130	31	6312
	150	35	6412
65	100	18	6013
	120	23	6213
	140	33	6313
	160	37	6413
70	110	20	6014
	125	24	6214
	150	35	6314
	180	42	6414
75	115	20	6015
	130	25	6215
	160	37	6315
	190	45	6415
80	125	22	6016
	140	26	6216
	170	39	6316
	200	48	6416
85	130	22	6017
	150	28	6217
	180	41	6317
	210	52	6417
90	140	24	6018
	160	30	6218
	190	43	6318
	225	54	6418

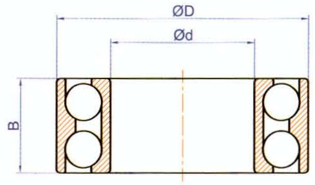
d	D	B	MODELO
95	145	24	6019
	170	32	6219
	200	45	6319
100	150	24	6020
	180	34	6220
	215	47	6320
105	160	26	6021
	190	36	6221
	225	49	6321
110	170	28	6022
	200	38	6222
	240	50	6322
120	180	28	6024
	215	40	6224
	260	55	6324
130	230	40	6226
	280	58	6326
140	250	42	6228
	300	62	6328
150	270	45	6230
	320	62	6330
160	290	48	6232

Rodamientos de bolas de contacto angular

De una hilera de bolas: d 10 - 120 mm



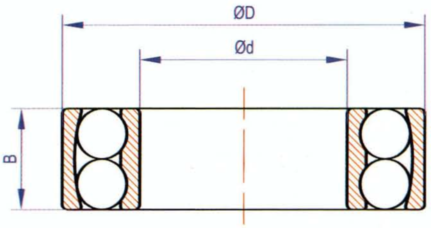
De dos hileras de bolas: d 10 - 100 mm



d	D	B	MODELO
10	30	9	7200 B
12	32	10	7201 B
15	35	11	7202 B
	42	13	7302 B
17	40	12	7203 B
	47	14	7303 B
20	47	14	7204 B
	52	15	7304 B
25	52	15	7205 B
	62	17	7305 B
30	62	16	7206 B
	72	19	7306 B
35	72	17	7207 B
	80	21	7307 B
40	80	18	7208 B
	90	23	7308 B
45	85	10	7209 B
	100	25	7309 B
50	90	20	7210 B
	110	27	7310 B
55	100	21	7211 B
	120	29	7311 B
60	110	22	7212 B
	130	31	7312 B
65	120	23	7213 B
	140	33	7313 B
70	125	24	7214 B
	150	35	7314 B
75	130	25	7215 B
	160	37	7315 B
80	140	26	7216 B
	170	39	7316 B
85	150	28	7217 B
	180	41	7317 B
90	160	30	7218 B
	190	43	7318 B
95	170	32	7219 B
	200	45	7319 B
100	180	34	7220 B
	215	47	7320 B
105	225	49	7321 B
110	200	38	7222 B
	240	50	7322 B
120	215	40	7224 B
	260	55	7324 B

d	D	B	MODELO
10	30	14	3200
12	32	15,9	3201
15	35	15,9	3202
	42	19	3302
17	40	17,5	3203
	47	22,2	3303
20	47	20,6	3204
	52	22,2	3304
25	52	20,6	3205
	62	25,4	3305
30	62	23,8	3206
	72	30,5	3306
35	72	27	3207
	80	34,9	3307
40	80	30,2	3208
	90	36,5	3308
45	85	30,2	3209
	100	39,7	3309
50	90	30,2	3210
	110	44,4	3310
55	100	33,3	3211
	120	49,2	3311
60	110	36,5	3212
	130	54	3312
65	120	38,1	3213
	140	58,7	3313
70	125	39,7	3214
	150	63,5	3314
75	130	41,3	3215
	160	68,3	3315
80	140	44,4	3216
	170	68,3	3316
85	150	49,2	3217
	180	73	3317
90	160	52,4	3218
	190	73	3318
95	170	55,6	3219
	200	7,8	3219
100	180	60,3	3220
	215	82,6	3320

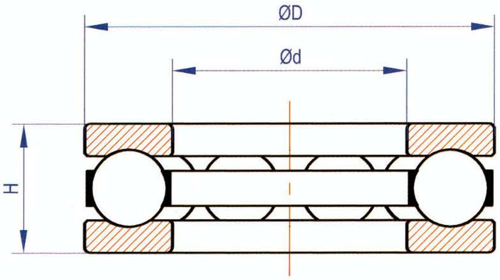
Rodamientos de bolas a rótula. d 10 – 90 mm



d	D	B	MODELO Agujero cilíndrico	MODELO Agujero cónico
10	30	9	1200	-
	30	14	2200	-
12	32	10	1201	-
	32	14	2201	-
	37	17	2301	-
15	35	11	1202	-
	35	14	2202	-
	42	13	1302	-
	42	17	2302	-
17	40	12	1203	-
	40	16	2303	-
	47	14	1303	-
	47	19	2303	-
20	47	14	1204	-
	47	18	2204	-
	52	15	1304	-
	52	21	2304	
25	52	15	1205	1205 k
	52	18	2205	2205 k
	62	17	1305	1305 k
	62	24	2305	-
30	62	16	1206	1206 k
	62	20	2206	2206 k
	72	19	1306	1306 k
	72	27	2306	2306 k
35	72	17	1207	1207 k
	72	23	2207	2207 k
	80	21	1307	1307 k
	80	31	2307	2307 k
40	80	16	1208	1208 k
	80	23	2208	2208 k
	90	23	1308	1308 k
	90	33	2308	2308 k
45	85	19	1209	1209 k
	85	23	2209	2209 k
	100	25	1309	1309 k
	100	36	2309	2309 k

d	D	B	MODELO Agujero cilíndrico	MODELO Agujero cónico
50	90	20	1210	1210 k
	90	23	2210	2210 k
	110	27	1310	1310 k
55	100	21	1211	1211 k
	100	25	2211	2211 k
	120	29	1311	1311 k
	120	43	2311	2311 k
60	110	22	1212	1212 k
	110	28	2212	2212 k
	130	31	1312	1312 k
	130	46	2312	2312 k
65	120	23	1213	1213 k
	120	31	2213	2213 k
	140	33	1313	1313 k
	140	48	2313	2313 k
70	125	24	1214	-
	125	31	2214	-
	150	35	1314	-
	150	51	2314	-
75	130	25	1215	1215 k
	130	31	2215	2215 k
	160	37	1315	1315 k
	160	55	2315	2315 k
80	140	26	1216	1216 k
	140	33	2216	2216 k
	170	39	1316	1316 k
	170	58	2316	2316 k
85	150	28	1217	1217 k
	150	36	2217	2217 k
	180	41	1317	1317 k
	180	60	2317	2317 k
90	160	30	1218	1218 k
	160	40	2218	2218 k
	190	43	1318	1318 k
	190	64	2318	2318 k

Rodamientos axiales de bolas de simple efecto. d 10 - 320 mm

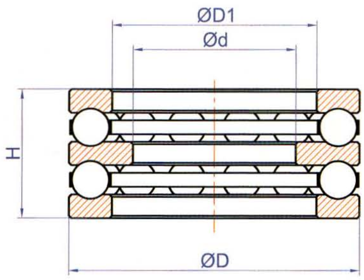


d	D	H	MODELO
10	24	9	51100
	26	11	51200
12	26	9	51101
	28	11	51201
15	28	9	51102
	32	12	51202
17	30	9	51103
	35	12	81203
20	35	10	51104
	40	11	51204
25	42	11	51105
	47	15	51205
	52	18	51305
	60	24	51405
30	47	11	51106
	52	16	51206 X
	60	21	51306
	70	28	51406
35	52	12	51107 X
	62	18	51207
	68	24	51307
	80	32	51407
40	60	13	51108
	68	19	51208
	78	26	51308
	90	36	51408
45	65	14	21109
	73	20	51209
	85	28	51309
	100	39	51409
50	70	14	51110
	78	22	51210
	95	31	51310
	110	43	51410
55	78	16	51111
	90	25	51211
	105	35	51311
	120	48	51411

d	D	H	MODELO
60	85	17	21112
	95	26	51212
	110	35	51312
	130	51	51412
65	90	18	51113
	100	27	51213
	115	36	51313
	140	56	51413
70	95	18	51114
	105	27	51214
	125	40	51314
	150	60	51414
75	100	19	51115
	110	27	51215
	135	44	51315
	160	65	51415
80	105	19	51116
	115	28	51216
	140	44	51316
	170	68	51416
85	110	19	51117
	125	31	51217
	150	49	51317
	180	72	51417
90	120	22	51118
	135	35	51218
	155	50	51318
	190	77	51418
100	135	25	21120
	150	38	51220
	170	55	51320
	210	85	51420
110	145	25	51122
	160	38	51222
	190	63	51322
120	155	25	51124
	170	39	51224
	210	70	21324

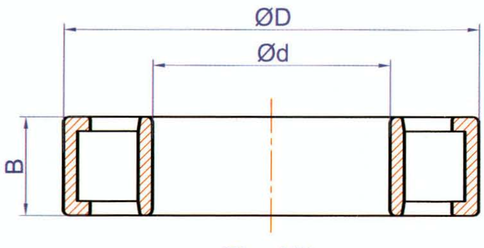
d	D	H	MODELO
130	170	30	51126
	190	45	51226
	225	75	51326
140	180	31	51128
	200	46	51228
	240	80	51328
150	190	31	51130
	215	50	51230
	250	80	21330
160	200	31	51132
	225	51	51232
	270	87	51332
170	215	34	51134
	240	55	51234
	280	87	51334
180	225	34	51136
	250	56	51236
	300	95	51336
190	240	37	51138
	270	62	51238
200	250	37	51140
	280	62	51240
220	270	37	51144
	300	63	21244
240	300	45	51148
	340	48	51248
260	320	45	51152
	360	79	51252
280	350	53	51156
	380	80	51256
300	380	62	51160
	420	95	51260
320	400	63	51164
	440	95	51264

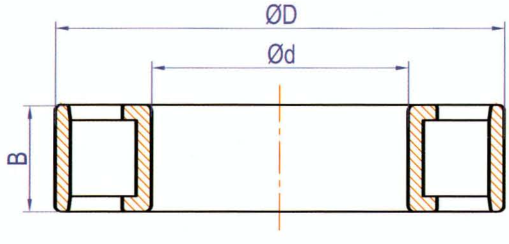
Rodamientos axiales de bolas de doble efecto. d 20 - 85 mm



d	D	D1	H	MODELO
20	47	27	28	52205
	52	27	34	52305
	70	32	52	52406
25	52	32	29	52206 x
	60	32	38	52306
	80	37	59	52407
30	62	37	34	52207
	68	42	36	52208
	68	37	44	52307
	78	42	49	52308
	90	42	65	52408
35	73	47	37	52209
	85	47	52	52309
	100	47	72	52409
40	78	52	39	52210
	95	52	58	52310
	110	82	78	52410
45	90	57	45	52211
	105	57	64	52311
	120	57	87	52411
50	95	62	46	52412
	110	62	64	52314
	130	62	93	52412
55	100	67	47	52213
	115	67	65	52313
	125	72	72	52314
60	110	77	47	52215
	135	77	79	52315
65	115	82	48	52216
	140	82	79	52316
70	125	88	55	52317
	150	88	87	52317
75	135	93	62	52218
85	150	103	67	52220
	170	103	97	52320

Rodamientos de rodillos cilíndricos. d 15 - 120 mm





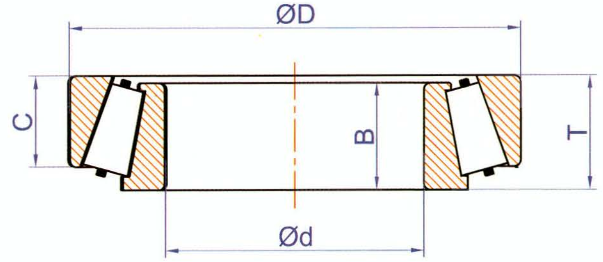
TIPO NU

TIPO N

d	D	B	MODELO	
			TIPO NU	TIPO N
15	35	11	NU 202	-
17	40	12	NU 203	-
	40	16	NU 2203	-
	47	14	NU 303	N 303
20	47	14	NU 204	N 204
	47	18	NU 2204	-
	52	15	NU 304	-
25	52	15	NU 205	N 205
	52	18	NU 2205	-
	62	17	NU 305	N 305
	62	24	N2305	-
30	62	16	NU 206	N 206
	62	20	NU 2206	-
	72	19	NU 306	N 306
	72	27	NU 2306	-
35	72	17	NU 207	N 207
	72	23	NU 2207	-
	80	21	NU 307	N 307
	80	31	NU 2307	-
40	80	18	NU 208	N 208
	80	23	NU 2208	-
	90	23	NU 308	N 308
	90	33	NU 2308	-
45	85	19	NU 209	N 209
	85	23	NU 2209	-
	100	25	NU 309	N 309
	100	36	NU 2309	-
50	90	20	NU 210	N 210
	90	23	NU 2210	-
	110	27	NU 310	N 310
	110	40	NU 2310	-
55	100	21	NU 211	N 211
	100	25	NU 2311	-
	120	29	NU 311	N 311
	120	43	NU 2311	-
60	110	22	NU 212	N 212
	110	28	NU 2212	-
	130	31	NU312	N 312
	130	46	NU 2312	-

d	D	B	MODELO	
			TIPO NU	TIPO N
65	120	23	NU 213	N 213
	120	31	NU 2213	-
	140	33	NU 313	N 313
	140	48	NU 2313	-
70	125	24	NU 214	N 214
	125	31	NU 2214	-
	150	35	NU 314	N 314
	150	51	NU 2314	-
75	130	25	NU 215	N 215
	130	31	NU 2215	-
	160	37	NU 315	N 315
	160	55	NU 2315	-
80	140	26	NU 216	N 216
	140	33	NU 2216	-
	170	39	NU 316	N 316
	170	58	NU 2316	-
85	150	28	NU 217	N 217
	150	36	NU 2217	-
	180	41	NU 317	N 317
	180	60	N 2317	-
90	160	30	NU 218	N 218
	160	40	NU 2218	-
	190	43	NU 318	N 318
	190	64	NU 2318	-
95	170	32	NU 219	N 219
	170	43	NU 2219	-
	200	45	NU 319	N 319
	200	67	NU 2319	-
100	180	34	NU 220	N 220
	180	46	NU 2220	-
	215	47	NU 320	N 320
	215	73	NU 2320	-
110	200	38	NU 222	N 222
	200	53	NU 2222	-
	240	50	MU 322	N 322
120	215	40	NU 224	N 224
	215	58	NU 224	-
	260	55	NU 324	N 324

Rodamientos de rodillos cónicos. d 15 - 240 mm



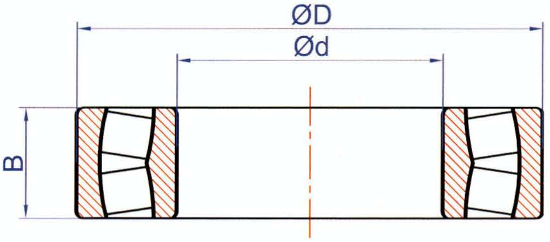
d	D	B	C	T	MODELO
15	42	13	11	14,25	30302
17	40	12	11	13,25	30203
	47	14	12	45,25	30303
	47	19	16	20,25	32303
20	42	15	12	15	32004 X
	47	14	12	15,25	30204
	52	15	13	16,25	30304
	52	21	18	22,25	32304
25	47	15	11,5	15	32005 X
	52	15	13	16,25	30205
	62	17	15	18,25	30305
	62	17	13	18,25	31305
	62	24	20	25,25	32305
30	55	17	13	17	32006 X
	62	16	14	17,25	30206
	62	20	17	21,25	32206
	72	19	16	20,75	30306
	72	19	14	20,75	31306
	72	27	23	28,75	32306
35	62	18	14	18	32007 X
	72	17	15	18,25	30207
	72	23	19	24,25	32207
	80	21	18	22,75	30307
	80	21	15	22,75	31307
	80	31	25	32,75	32307
40	68	19	14,5	19	32008 X
	80	18	16	19,75	30208
	80	23	19	24,75	32208
	90	23	20	25,25	30308
	90	23	17	25,25	31308
	90	33	27	35,25	32308
45	75	20	15,2	50	20009 X

d	D	B	C	T	MODELO
	85	19	16	20,75	30209
	85	23	19	24,75	32209
	100	25	22	27,25	30309
	100	25	18	27,25	31309
	100	36	30	38,25	32309
50	80	20	15,2	20	32010 X
	90	20	17	21,75	30210
	90	23	19	24,75	32210
	110	27	23	29,25	30310
	110	27	19	29,25	31310
	110	40	33	42,25	32310
55	90	23	17,5	23	32011 X
	100	21	18	22,75	30211
	100	25	21	26,75	32211
	120	29	25	31,5	30311
	120	29	21	31,5	31311
	120	43	35	45,5	32311
60	95	23	17,5	23	32012 X
	110	22	19	23,75	30212
	110	28	24	29,75	32212
	130	31	26	33,5	30312
	130	31	22	33,5	31312
	130	46	37	48,5	32312
65	100	23	17,5	23	32013 X
	120	23	20	24,75	30213
	120	31	27	32,75	32213
	140	33	28	36	30313
	140	33	23	36	31313
	140	48	39	51	32313
70	110	25	19	25	32014 X
	125	24	21	26,25	30214
	125	31	27	33,25	32214

d	D	B	C	T	MODELO
	150	35	30	38	30314
	150	35	25	38	31314
	150	51	42	54	32314
75	115	25	19	25	32015 X
	130	25	22	27,25	30215
	130	31	27	33,25	32215
	160	37	31	40	30315
	160	37	26	40	31315
	160	55	45	58	32315
80	125	29	22	29	32016 X
	140	26	22	28,25	30216
	140	33	28	35,25	32216
	170	39	33	42,5	30316
	170	39	27	42,5	31316
	170	58	48	61,5	32316
85	130	29	22	29	32017 X
	150	28	24	30,5	30217
	150	36	30	38,5	32217
	180	41	34	44,5	30317
	180	41	28	44,5	31317
	180	60	49	63,5	32317
90	140	32	24	32	32018 X
	160	30	26	32,5	30218
	160	40	34	42,5	32218
	190	43	36	46,5	30318
	190	3	30	46,5	31318
	190	64	53	67,5	32318
95	145	32	24	32	32019 X
	170	32	27	34,5	30219
	170	43	37	45,5	32219
	200	45	38	49,5	30319

d	D	B	C	T	MODELO
	200	67	55	71,5	32319
100	150	32	24	32	32020 X
	180	34	29	37	30220
	180	46	39	49	32220
	215	47	39	51,5	30320
	215	73	60	77,5	32320
105	160	35	26	35	32021 X
	190	36	30	39	30221
	190	50	43	53	32221
	225	77	63	81,5	32321
110	170	38	29	38	32022 X
	200	38	32	41	30222
	200	53	46	56	32222
	240	80	65	84,5	32322
120	180	38	29	38	32024 X
	215	40	34	43,5	30224
	215	58	50	61,5	32224
	260	86	69	90,5	32324
130	200	45	34	45	32026 X
	230	40	34	43,75	30226
	230	64	54	67,75	32226
140	210	45	34	45	32028 X
	250	45	36	45,75	30228
	250	68	58	71,75	32228
150	225	48	36	48	32030 X
	270	45	38	49	30230
	270	73	60	77	32230
160	240	51	38	51	32032 X
	290	48	40	52	30232
	290	80	67	84	32232
170	260	57	43	57	32034 X
	310	52	43	57	30234
180	280	64	48	64	62036 X
	320	52	43	57	30236
190	290	64	48	64	62038 X
200	310	70	53	70	32040 X
220	340	76	56	76	32044 X
240	360	76	57	76	32048 X

Rodamientos de rodillos a rótula. d 20 - 320 mm

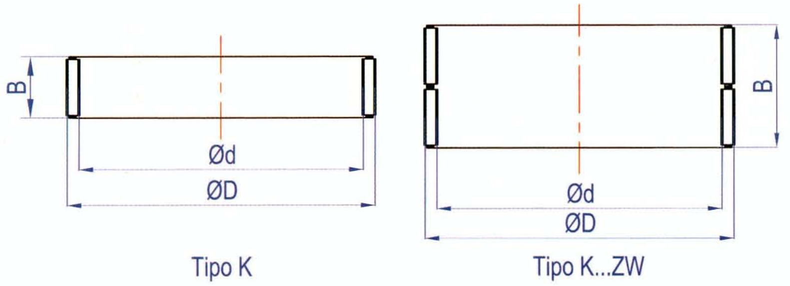


d	D	B	Agujero cilíndrico	Agujero cónico
20	52	15	21304 C	-
25	52	18	22205 C	-
	62	17	21305 C	-
30	62	20	22206 C	-
	72	19	21306 C	-
35	72	23	22207 C	22207 CK
	80	21	21307 C	-
40	80	23	22208 C	22208 CK
	90	23	21308 C	21308 CK
	90	33	22308 C	22308 CK
45	85	23	22209 C	22209 CK
	100	25	21309 C	21309 CK
	100	36	22309 C	22309 CK
50	90	23	22210 C	22210 CK
	110	27	21310 C	21310 CK
	110	40	22310 C	22310 CK
55	100	25	22111 C	22211 CK
	120	29	21311 C	21311 CK
	120	43	22311 C	22311 CK
60	110	28	22212 C	22212 CK
	130	31	21312 C	21312 CK
	130	46	22312 C	22312 CK
65	120	31	22213 C	22213 CK
	140	33	21313 C	21313 CK
	140	48	22313 C	22313 CK
70	125	31	22214 C	22214 CK
	150	35	21314 C	21314 CK
	150	51	22314 C	22314 CK
75	130	31	22215 C	22215 CK
	160	37	21315 C	21215 CK
	160	55	22315 C	22315 CK
80	140	33	22216 C	22216 CK
	170	39	21316 C	21316 CK
	170	58	22316 C	22316 CK
85	150	36	22217 C	22217 CK
	180	41	21317 C	21317 CK
	180	60	22317 C	22317 CK
90	160	40	22218 C	22218 CK
	160	52.4	23218 C	23218 CK
	190	43	21318 C	21318 CK
	190	64	22318 C	23218 CK
100	165	52	23120 C	23120 CK
	180	46	22220 C	22220 CK
	180	60.3	12110 C	23220 CK
	215	47	21320 C	21320 CK
	215	73	22320 C/W33	22320CK/W33
110	170	45	23022 C	-
	180	56	23122 C	23122 CK
	180	69	24122 C	24122CK30
	200	53	22222 C	22222 CK
	200	69.8	23222 C	23222 CK

d	D	B	Agujero cilíndrico	Agujero cónico
	240	80	22322C/W33	22322CK/W33
120	180	46	23024 C	23024 CK
	180	60	24024 C	24024 CK30
	200	62	23124 C	23124 CK
	200	80	24124 C	24124 CK30
	215	58	22224C/W33	22224CK/W33
	215	76	23224C/W33	23224CK/W33
	260	86	22324C/W33	22324CK/W33
130	200	52	23026 C	23026 CK
	200	69	24026 C	24026 CK30
	210	64	23126C/W33	23126CK/W33
	210	80	24126C/W33	24126CK/W33
	230	64	22226C/W33	22226CK/W33
	230	80	23226C/W33	22326CK/W33
	280	93	22326C/W33	22326XK/W33
140	210	53	23028C/W33	23028CK/W33
	210	69	24028C/W33	24028CK30/W33
	225	68	23128C/W33	23128 CK/W33
	225	85	24128C/W33	24128CK30/W33
	250	68	22228C/W33	22228CK/W33
	250	88	23228C/W33	23228CK/W33
	300	102	22328C/W33	22328CK/W33
150	225	56	23030C/W33	23030CK/W33
	225	75	24030C/W33	24030CK30/W33
	250	80	23130C/W33	23130CK/W33
	250	100	24130C/W33	24130CK30/W33
	270	73	22230C/W33	22230CK/W33
	270	96	23230C/W33	23230CK/W33
	320	108	22330C/W33	2330CK/W33
160	240	60	23032C/W33	23032CK/W33
	240	80	24032C/W33	24032CK30/W33
	270	86	23132/W33	23132CK/W33
	270	109	24132/W33	24132CK30/W33
170	260	67	23034C/W33	23034CK/W33
	260	90	24034C/W33	24034CK30/W33
	280	88	23134C/W33	23134CK/W33
	280	109	24134C/W33	24134CK30/W33
	310	86	22234C/W33	22234XK/W33
	310	110	23234C/W33	23234CK/W33
	360	120	22334C/W33	22334CK/W33
180	280	74	23036C/W33	23036CK/W33
	280	100	24036C/W33	24036CK30/W33
	300	96	23136C/W33	23136CK/W33
	300	118	24136C/W33	24136XK30/W33
	320	86	22236C/W33	22236CK/W33
	320	112	23236C/W33	23236CK/W33
	380	126	22336C/W33	22336CK/W33
190	290	75	23038C/W33	23038CK/W33
	290	100	24038C/W33	24038CK30/W33
	320	104	23138C/W33	23138CK/W33

d	D	B	Agujero cilíndrico	Agujero cónico
	320	128	24138C/W33	24138CK30/W33
	340	92	22238C/W33	22238CK/W33
	340	120	23238C/W33	23238CK/W33
	400	132	22338C/W33	22338CK/W33
200	310	82	23040C/W33	23040CK/W33
	310	109	24040C/W33	24040CK30/W33
	340	112	23140C/W33	23140CK/W33
	360	98	22240C/W33	22240CK/W33
	360	128	23240C/W33	23240CK/W33
	420	138	22340C/W33	22340CK/W33
220	340	90	23044C/W33	23044CK/W33
	340	118	24044C/W33	24044CK30/W33
	370	120	23144C/W33	24044CK/W33
	370	150	24144C/W33	24144CK30/W33
	400	108	22244C/W33	22244CK/W33
	400	144	23244C/W33	23244CK/W33
	460	145	22344C/W33	22344CK/W33
240	360	92	23048C/W33	23048CK/W33
	360	118	24048C/W33	24048CK30/W33
	400	128	23148C/W33	23148CK/W33
	400	160	24148C/W33	24148CK30/W33
	440	120	22248C/W33	22248CK/W33
	440	160	23248C/W33	23248CK/W33
	500	155	22348C/W33	24152CK30/W33
260	400	104	23052C/W33	23052CK/W33
	400	140	24052C/W33	24052CK30/W33
	440	144	23152C/W33	23152CK/W33
	440	180	24152C/W33	24152CK/W33
280	420	106	23056C/W33	23056CK/W33
	420	140	24056C/W33	24056CK30/W33
	460	146	23156C/W33	23156CK/W33
	460	180	24156C/W33	24156CK30/W33
300	460	118	23060C/W33	23060CK/W33
	460	160	24060C/W33	24060CK30/W33
	500	160	23160CA/W33	23160CAK/W33
	500	200	24160C/W33	24160CK30/W33
320	480	121	23064C/W33	23064CK/W33
	480	160	24064C/W33	24064CK30/W33
	540	176	23164CA/W33	23164CAK/W33
	540	218	24164CAB/W33	24164CABK30/ W33

Coronas de agujas. d 10-70 mm

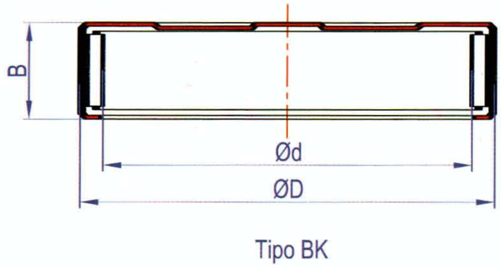


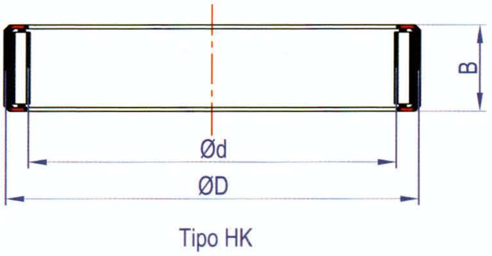
d	D	B	MODELO
10	13	16	K 10x13x16
12	15	9	K 12x15x9
	16	8	K 12x16x8
	16	10	K 12x16x10
14	18	10	K 14x18x10
	18	13	K 14x18x13
	18	15	K 14x18x15
	18	17	K 14x18x17
	20	12	K 14x20x12
15	19	10	K 15x19x10
	19	13	K 15x19x13
	19	17	K 15x19x17
	20	13	K 15x20x13
	21	15	K 15x21x15
	21	21	K 15x21x21
	19	24	K15x19x24ZW
16	20	10	K 16x20x10
	20	13	K 16x23x13
	20	17	K 16x20x17
	22	12	K 16x22x12
	22	13	K 16x22x13
	22	16	K 16x22x16
	22	20	K 16x22x20
	24	20	K 16x24x20
18	22	10	K 18x22x10
	22	13	K 18x22x13
	22	17	K 18x22x17
	24	12	K 18x24x12
	24	13	K 18x24x13
	24	20	K 18x24x20
	25	22	K 18x25x22
20	24	10	K 20x24x10
	24	13	K 20x24x13
	24	17	K 20x27x17
	26	12	K 20x26x12
	26	13	K 20x26x13
	26	17	K 20x26x17
	26	20	K 20x26x20
	28	20	K 20x28x20
	28	25	K 20x28x25
	30	30	K 20x30x30
22	26	10	K 22x26x10
	26	13	K 22x26x13

d	D	B	MODELO
	26	17	K 22x26x17
	28	17	K 22x28x17
	29	16	K 22x29x16
25	29	10	K 25x29x10
	29	13	K 25x29x13
	29	17	K 25x29x17
	30	20	K 25x30x20
	31	17	K 25x31x17
	31	21	K 25x31x21
	32	16	K 25x32x16
	33	20	K 25x33x20
	33	24	K 25x33x24
	35	30	K 25x35x30
	30	26	K25x30x26ZW
28	33	13	K 28x33x13
	33	17	K 28x33x17
	34	17	K 28x34x17
	35	16	K 28x35x16
	35	18	K 28x35x18
30	34	13	K 30x34x13
	35	13	K 30x35x13
	35	17	K 30x35x17
	35	27	K 30x35x27
	37	16	K 30x37x16
	37	18	K 30x37x18
	40	30	K 30x40x30
	35	26	K 30x35x26
35	40	13	K 35x40x13
	40	17	K 35x40x17
	42	16	K 35x42x16
	42	18	K 35x42x18
	42	30	K 35x42x30
	40	30	K35x40x30ZW
	40	32	K35x40x32ZW
40	45	17	K 40x45x17
	45	27	K 40x45x27
	46	17	K 40x46x17
	47	18	K 40x47x18
	48	20	K 40x48x20
	45	30	K40x45x30ZW
45	50	17	K 45x50x17
	50	27	K 45x50x27
	52	18	K 45x52x18

d	D	B	MODELO
	53	20	K 45x53x20
	53	28	K 45x53x28
	51	36	K45x51x36ZW
50	55	20	K 50x55x20
	55	30	K 50x55x30
	57	18	K 50x57x18
	58	20	K 50x58x20
	58	25	K 50x58x25
55	60	20	K 55x60x20
	60	30	K 55x60x30
	62	18	K 55x62x18
	63	20	K 55x63x20
	63	25	K 55x63x25
	63	32	K 55x63x32
	60	40	K55x60x40ZW
60	65	20	K 60x65x20
	65	30	K 60x65x30
	68	20	K 60x68x20
	68	30	K 60x68x30
	68	25	K 60x68x25
	66	33	K60x66x33ZW
	66	40	K60x66x40ZW
	68	30	K60x68x30ZW
	68	40	K60x68x40ZW
65	70	20	K 65x70x20
	70	30	K 65x70x30
	73	23	K 65x73x23
	73	30	K 65x73x30
70	76	20	K 70x76x20
	76	30	K 70x76x30
	78	25	K 70x78x25
	78	30	K 70x78x30
	78	46	K70x78x46ZW
	80	30	K 70x80x30

Casquillos de agujas (serie HK) y casquillos de agujas con fondo (serie BK). d 3 - 60 mm

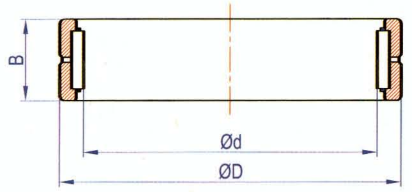




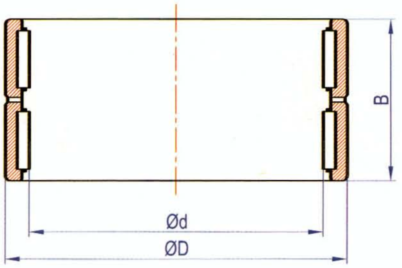
d	D	B	MODELO	
3	6.5	6	BK 0306	HK 0306
4	8	8	BK 0408	HK 0408
5	9	9	BK 0509	HK 0509
6	10	8	BK 0608	HK 0608
		9	BK 0609	HK 0609
7	11	9	BK 0709	HK 0709
8	12	8	BK 0808	HK 0808
		10	BK 0810	HK 0810
9	13	8	BK 0908	HK 0908
		10	BK 0910	HK 0910
		12	BK 0912	HK 0912
10	14	10	BK 1010	HK 1010
		12	BK 1012	HK 1012
		15	BK 1015	HK 1015
12	16	10	BK 1010	HK 1010
		12	BK 1212	HK 1212
14	20	12	BK 1412	HK 1412
15	21	12	BK 1512	HK 1512
		16	BK 1516	HK 1516
		22	BK 1522	HK 1522
16	22	12	BK 1612	HK 1612
		16	BK 1616	HK 1616
		22	BK 1622	HK 1622
18	24	12	BK 1812	HK 1812
		16	BK 1816	HK 1816
20	26	10	-	HK 2010
		12	BK 2012	HK 2012
		16	BK 2016	HK 2016
		20	BK 2020	HK 2020
		30	BK 2030	HK 2030
22	28	10	-	HK 2210
		12	BK 2212	HK 2212
		16	BK 2216	HK 2216
		20	BK 2220	HK 2220
25	32	12	BK 2512	HK 2512
		16	BK 2516	HK 2516
		20	BK 2520	HK 2520
		26	BK 2526	HK 2526
		38	BK 2536	HK 2536
28	35	16	BK 2816	HK 2816
		20	BK 2820	HK 2820
30	37	12	BK 3012	HK 3012
		16	BK 3016	HK 3016

d	D	B	MODELO	
		20	BK 3020	HK 3020
		26	BK 3026	HK 3026
		38	BK 3038	HK 3038
35	42	12	BK 3512	HK 3512
		16	BK 3516	HK 3516
		20	BK 3520	HK 3520
40	47	12	BK 4012	HK 4012
		16	BK 4016	HK 4016
		20	BK 4020	HK 4020
45	52	12	-	HK 4512
		16	BK 4516	HK 4516
		20	BK 4520	HK 4520
50	58	20	BK 5020	HK 5020
		25	BK 5025	HK 5025
55	63	20	BK 5520	HK 5520
		28	BK 5528	HK 5528
60	68	12	BK 6012	HK 6012
		30	BK 6030	HK 6030
		32	BK 6032	HK 6032

Rodamientos de agujas sin aro interior. d 14 - 415 mm



Serie RNA 49

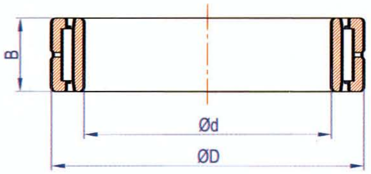


Serie RNA 69

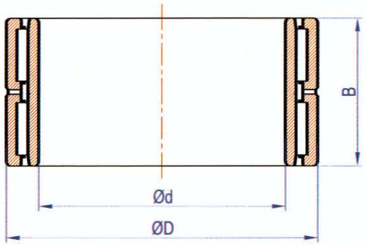
d	D	B	MODELO
14	22	13	RNA 4900
16	24	13	RNA 4901
		22	RNA 6901
20	28	13	RNA 4902
		23	RNA 6902
22	30	13	RNA 4903
		23	RNA 6903
25	37	17	RNA 4904
		30	RNA 6904
28	39	17	RNA 49/22
		30	RNA 69/22
30	42	17	RNA 4905
		30	RNA 6905
32	45	17	RNA 49/28
		30	RNA 69/28
35	47	17	RNA 4906
		30	RNA 6906
40	52	20	RNA 49/32
		26	RNA 69/32
42	55	20	RNA 4907
		26	RNA 6907
48	62	22	RNA 4908
		40	RNA 6908
52	68	22	RNA 4909
		40	RNA 6909
58	72	22	RNA 4910
		40	RNA 6010
63	80	25	RNA 4911
		45	RNA 6911
68	85	25	RNA 4912
		45	RNA 6912
72	90	25	RNA 4913
		45	RNA 6913
80	100	30	RNA 4914
		54	RNA 6914
85	105	30	RNA 4915
		54	RNA 6915
90	11	30	RNA 4916
		54	RNA 6916
100	120	35	RNA 4917
		63	RNA 6917
105	125	35	RNA 4918
		63	RNA 6919
110	130	35	RNA 4919

d	D	B	MODELO
		63	RNA 6919
115	140	40	RNA 4920
120	140	30	RNA 4822
125	150	40	RNA 4922
130	150	30	RNA 4824
135	165	45	RNA 4924
145	168	35	RNA 4826
150	180	50	RNA 4926
155	175	35	RNA 4828
160	190	50	RNA 4928
165	190	40	RNA 4830
175	200	40	RNA 4832
185	215	45	RNA 4834
195	225	45	RNA 4836
210	240	50	RNA 4838
220	250	50	RNA 4840
240	270	50	RNA 4844
265	300	60	RNA 4848
285	320	60	RNA 4852
305	350	69	RNA 4856
330	380	80	RNA 4860
350	400	80	RNA 4864
370	420	80	RNA 4868
390	440	80	RNA 4872
415	480	100	RNA 4876

Rodamientos de agujas con aro interior. d 10-380 mm



Serie NA 49



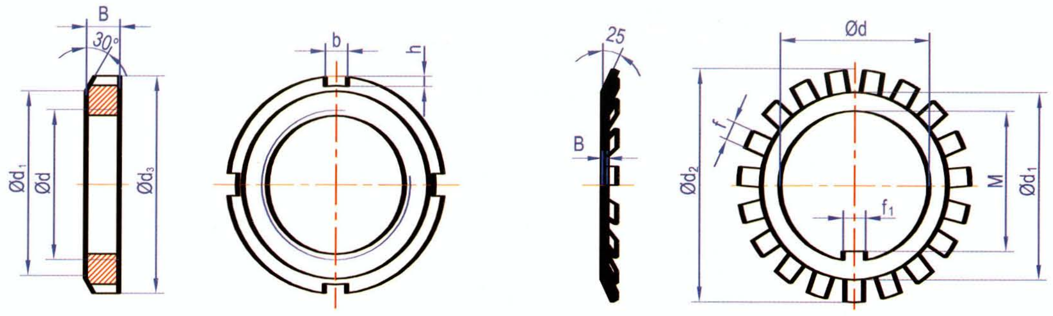
Serie NA 69

d	D	B	MODELO
10	22	13	NA 4900
12	24	13	NA 4901
		22	NA 6901
15	28	13	NA 4902
		23	NA 6902
17	30	13	NA 4903
		23	NA 6903
20	37	17	NA 4904
		30	NA 6904
22	39	17	NA 49/22
		30	NA 69/22
25	42	17	NA 4905
		30	NA 6905
28	45	17	NA 49/28
		30	NA 69/28
30	47	17	NA 4906
		30	NA 6906
32	52	20	NA 49/32
		26	NA 69/32
35	55	20	NA 4907
		26	NA 6907
40	62	22	NA 4908
		40	NA 6908
45	68	22	NA 4909
		40	NA 6909
50	72	22	NA 4910
		40	NA 6010
55	80	25	NA 4911
		45	NA 6911
60	85	25	NA 4912
		45	NA 6912
65	90	25	NA 4913
		45	NA 6913
70	100	30	NA 4914
		54	NA 6914
75	105	30	NA 4915
		54	NA 6915
80	11	30	NA 4916
		54	NA 6916
85	120	35	NA 4917
		63	NA 6917
90	125	35	NA 4918
		63	NA 6919
95	130	35	NA 4919

d	D	B	MODELO
		63	NA 6919
100	140	40	NA 4920
110	140	30	NA 4822
110	150	40	NA 4922
120	150	30	NA 4824
	165	45	NA 4924
130	168	35	NA 4826
	180	50	NA 4926
140	175	35	NA 4828
	190	50	NA 4928
150	190	40	NA 4830
160	200	40	NA 4832
170	215	45	NA 4834
180	225	45	NA 4836
190	240	50	NA 4838
200	250	50	NA 4840
220	270	50	NA 4844
240	300	60	NA 4848
260	320	60	NA 4852
280	350	69	NA 4856
300	380	80	NA 4860
320	400	80	NA 4864
340	420	80	NA 4868
360	440	80	NA 4872
380	480	100	NA 4876

Tuercas de fijación y arandelas de retención

M 10 x 0,75 – M 200 x 3 D 10-200 mm



Tuercas de fijación					
SERIE ESTRECHA					
Rosca d	d_1	d_3	B	b	h
M 10x0,75	13,5	18	4	3	2
M 12x1	17	22	4	3	2
M 15x1	21	25	5	4	2
M 17x1	24	28	5	4	2
M 20x1	26	32	6	4	2
M 22x1	28	34	6	4	2
M 25x1,5	32	38	7	5	2
M 28x1,5	36	42	7	5	2
M 30x1,5	38	45	7	5	2
M 32x1,5	40	48	8	5	2
M 35x1,5	44	52	8	5	2
M 40x1,5	50	58	9	6	2,5
M 45x1,5	56	65	10	6	2,5
M 50x1,5	61	70	11	6	2,5
M 55x2	67	75	11	7	3
M 60x2	73	80	11	7	3
M 65x2	79	85	12	7	3
M 70x2	85	92	12	8	3,5
M 75x2	90	98	13	8	3,5
M 80x2	95	105	15	8	3,5
M 85x2	102	110	16	8	3,5
M 90x2	108	120	16	10	4
M 95x2	113	125	17	10	4
M 100x2	120	130	18	10	4
M 105x2	126	140	18	12	5
M 110x2	133	145	19	12	5
M 115x2	137	150	19	12	5
M 120x2	138	155	20	12	5
M 125x2	148	160	21	12	5
M 130x2	149	165	21	12	5
M 135x2	160	175	22	14	6
M 140x2	160	180	22	14	6
M 145x2	171	190	24	14	6
M 150x2	171	195	24	14	6
M 155x3	182	200	25	16	7
M 160x3	182	210	25	16	7
M 165x3	193	210	26	16	7
M 170x3	193	220	26	16	7
M 180x3	203	230	27	18	8
M 190x3	214	240	28	18	8
M 200x3	226	250	29	18	8

Tuercas de fijación					
SERIE ANCHA					
Rosca d	d_1	d_3	B	b	h
M 15x1	21	25	8	4	2
M 17x1	24	28	8	4	2
M 20x1	26	32	9	4	2
M 22x1	28	34	9	4	2
M 25x1,5	32	38	10	5	2
M 28x1,5	36	42	10	5	2
M 30x1,5	38	45	10	5	2
M 32x1,5	40	48	11	5	2
M 35x1,5	44	52	11	5	2
M 40x1,5	50	58	11	6	2,5
M 45x1,5	56	65	12	6	2,5
M 50x1,5	61	70	13	6	2,5
M 55x2	67	75	13	7	3
M 60x2	73	80	14	7	3
M 65x2	79	85	14	7	3
M 70x2	85	92	14	8	3,5
M 75x2	90	98	15	8	3,5

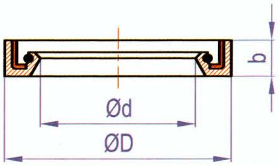
Arandelas de retención						
d	d_1	d_2	B	f_1	f	M
10	13,5	21	1	3	3	8,5
12	17	25	1	3	3	10,5
15	21	28	1	4	4	13,5
17	24	32	1	4	4	15,5
20	26	36	1	4	4	18,5
22	28	38	1	4	4	20,5
25	32	42	1,25	5	5	23
28	36	46	1,25	5	5	26
30	38	49	1,25	5	5	27,5
32	40	52	1,25	5	5	29,5
35	44	57	1,25	6	5	32,5
40	50	62	1,25	6	6	37,5
45	56	69	1,25	6	6	42,5
50	61	72	1,25	6	6	47,5
55	67	81	1,5	8	7	52,5
60	73	86	1,5	8	7	57,5
65	79	92	1,5	8	7	62,5
70	85	98	1,5	8	8	66,5
75	90	104	1,5	8	8	71,5
80	95	112	1,75	10	8	76,5
85	102	119	1,75	10	8	81,5
90	108	126	1,75	10	10	86,5
95	113	133	1,75	10	10	91,5
100	120	142	1,75	12	10	96,5
105	126	145	1,75	12	12	100,5
110	133	154	1,75	12	12	105,5
115	137	159	2	12	12	110,5
120	138	164	2	14	12	115
125	148	170	2	14	12	120
130	149	175	2	14	12	125
135	160	185	2	14	14	130
140	160	192	2	16	14	135
145	172	202	2	16	14	140
150	171	205	2	16	14	145
155	182	212	2,5	16	16	147,5
160	182	217	2,5	18	16	154
165	193	222	2,5	18	16	154
170	193	232	2,5	18	16	164
180	203	242	2,5	20	18	174
190	214	252	2,5	20	18	184
200	226	262	2,5	20	18	194

Ejemplos de designación:

Tuerca de fijación, estrecha	E M 30x1,5 UNE 18-035-80
Tuerca de fijación, ancha	A M 30x1,5 UNE 18-035-80
Arandela de retención	30 UNE 18-036-78

UNE 18-036-78 y UNE 18-035-80 concuerdan con la Norma ISO 2982-1972 e ISO 2983-1975.

Anillos obturadores

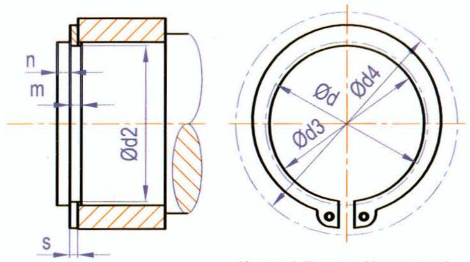


Designación: Anillo obturador d × D × b

DIMENSIONES		
d	***D***	***b***
6	10	2.5
7	11	2.5
8	12	3
8	15	3
9	13	3
9	16	3
10	14	3
10	17	3
12	16	3
12	18	3
12	19	3
13	19	3
14	20	3
14	22	3
14	26	5
15	21	3
15	22	3
15	23	5
16	22	3
16	24	3
16	28	5
17	23	3
17	24	3
17	25	3
18	24	3
18	25	3
18	26	4
18	30	6
19	27	4
20	26	4
20	27	4
20	28	4
20	30	4
20	32	4
20	32	6
21	29	4
22	28	4
22	29	4
22	30	4
22	32	6
22	35	6
24	31	4
24	32	4
25	32	4
25	33	4
25	35	6
25	37	6
26	34	4
28	35	4
28	37	4

DIMENSIONES		
d	***D***	***b***
28	38	6
28	39	6
28	40	6
29	38	4
30	37	4
30	40	4
30	42	6
32	42	4
32	45	6
35	42	4
35	45	4
35	47	6
35	52	5
37	47	4
38	48	4
38	50	6
40	47	4
40	50	4
40	52	6
40	55	6
42	54	7
42	55	7
45	52	4
45	55	4
45	57	7
45	62	7
48	62	7
50	58	4
50	62	4
50	65	7
52	68	7
55	67	4
55	68	7
55	72	7
58	72	7
60	72	4
60	78	7
62	74	4
62	74	7
63	80	7
65	77	4
65	85	7
68	85	7
70	82	4
70	90	7
72	90	7

Anillos de seguridad para ejes DIN 471. Ejecución normal



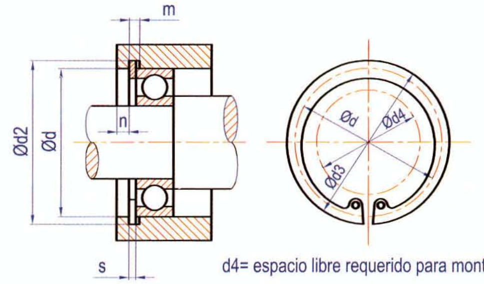
d4= espacio libre requerido para montaje

Designación: Anillo de seguridad d x s DIN 471

ϕ eje	Anillo		Ranura			d_4
d	s	d_3	d_2	m	n	
3	0,4	2,7	2,8	0,5	0,3	7
4	0,4	3,7	3,8	0,5	0,3	8,6
5	0,6	4,7	4,6	0,7	0,3	10,3
6	0,7	5,6	5,7	0,8	0,5	11,7
7	0,8	6,5	6,7	0,9	0,5	13,5
8	0,8	7,4	7,6	0,9	0,6	14,7
9	1	8,4	8,6	1,1	0,6	16
10	1	9,3	9,6	1,1	0,6	17
11	1	10,2	10,5	1,1	0,8	18
12	1	11	11,5	1,1	0,8	19
13	1	11,9	12,4	1,1	0,9	20,2
14	1	12,9	13,4	1,1	0,9	21,4
15	1	13,8	14,3	1,1	1,1	22,6
16	1	14,7	15,2	1,1	1,2	23,8
17	1	15,7	16,2	1,1	1,2	25
18	1,2	16,5	17	1,3	1,5	26,2
19	1,2	17,5	18	1,3	1,5	27,2
20	1,2	18,5	19	1,3	1,5	28,4
21	1,2	19,5	20	1,3	1,5	29,6
22	1,2	20,5	21	1,3	1,5	30,8
24	1,2	22,2	22,9	1,3	1,7	33,2
25	1,2	23,2	23,9	1,3	1,7	34,2
26	1,2	24,2	24,9	1,3	1,7	35,5
28	1,5	25,9	26,6	1,6	2,1	37,9
29	1,5	26,9	27,6	1,6	2,1	39,1
30	1,5	27,9	28,6	1,6	2,1	40,5
32	1,5	29,6	30,3	1,6	2,6	43
34	1,5	31,5	32,3	1,6	2,6	45,4
35	1,5	32,2	33	1,6	3	46,8
36	1,75	33,2	34	1,85	3	47,8
38	1,75	35,2	36	1,85	3	50,2
40	1,75	36,5	37,5	1,85	3,8	52,6
42	1,75	38,5	39,5	1,85	3,8	55,7
45	1,75	41,5	42,5	1,85	3,8	59,1
48	1,75	44,5	45,5	1,85	3,8	62,5
50	2	45,8	47	2,15	4,5	64,5
52	2	47,8	49	2,15	4,5	66,7
55	2	50,8	52	2,15	4,5	70,2
56	2	51,8	53	2,15	4,5	71,6
58	2	53,8	55	2,15	4,5	73,6
60	2	55,8	57	2,15	4,5	75,6
62	2	57,8	59	2,15	4,5	77,8
63	2	58,8	60	2,15	4,5	79

ϕ eje	Anillo		Ranura			d_4
d	s	d_3	d_2	m	n	
65	2,5	60,8	62	2,65	4,5	81,4
68	2,5	63,5	65	2,65	4,5	84,8
70	2,5	65,5	67	2,65	4,5	87
72	2,5	67,5	69	2,65	4,5	89,2
75	2,5	70,5	72	2,65	4,5	92,7
78	2,5	73,5	75	2,65	4,5	96,1
80	2,5	74,5	76,5	2,65	5,3	98,1
82	2,5	76,5	78,5	2,65	5,3	100,3
85	3	79,5	81,5	3,15	5,3	103,3
88	3	82,5	84,5	3,15	5,3	106,5
90	3	84,5	86,5	3,15	5,3	108,5
95	3	89,5	91,5	3,15	5,3	114,8
100	3	94,5	96,5	3,15	5,3	120,2
105	4	98	101	4,15	6	125,8
110	4	103	106	4,15	6	131,2
115	4	108	111	4,15	6	137,3
120	4	113	116	4,15	6	143,1
125	4	118	121	4,15	6	149
130	4	123	126	4,15	6	154,4
135	4	128	131	4,15	6	159,8
140	4	133	136	4,15	6	165,2
145	4	138	141	4,15	6	170,6
150	4	142	145	4,15	7,5	177,3
155	4	146	150	4,15	7,5	182,3
160	4	151	155	4,15	7,5	188
165	4	155,5	160	4,15	7,5	193,4
170	4	160,5	165	4,15	7,5	198,4
175	4	165,5	170	4,15	7,5	203,4
180	4	170,5	175	4,15	7,5	210
185	4	175,5	180	4,15	7,5	215
190	4	180,5	185	4,15	7,5	220
195	4	185,5	190	4,15	7,5	225
200	4	190,5	195	4,15	7,5	230
210	5	198	204	5,15	9	240
220	5	208	214	5,15	9	250
230	5	218	224	5,15	9	260
240	5	228	234	5,15	9	270
250	5	238	244	5,15	9	280
260	5	245	252	5,15	12	294
270	5	255	262	5,15	12	304
280	5	265	272	5,15	12	314
290	5	275	282	5,15	12	324
300	5	285	292	5,15	12	334

Anillos de seguridad para agujeros DIN 472. Ejecución normal



d4= espacio libre requerido para montaje

Designación: Anillo de seguridad d x s DIN 472

ϕ eje	Anillo		Ranura			d_4
d	s	d_3	d_2	m	n	
8	0,8	8,7	8,4	0,9	0,6	2
9	0,8	9,8	9,4	0,9	0,6	3,7
10	1	10,6	10,4	0,9	0,6	3,3
11	1	11,8	11,4	1,1	0,6	4,1
12	1	13	12,5	1,1	0,8	4,9
13	1	14,1	13,6	1,1	0,9	5,4
14	1	15,1	14,6	1,1	0,9	6,2
15	1	16,2	15,7	1,1	1,1	7,2
16	1	17,3	16,8	1,1	1,2	8
17	1	18,3	17,8	1,1	1,2	8,8
18	1	19,5	19	1,1	1,5	9,4
19	1	20,5	20	1,1	1,5	10,4
20	1	21,5	21	1,1	1,5	11,2
21	1	22,5	22	1,1	1,5	12,2
22	1	23,5	23	1,1	1,5	13,2
24	1,2	25,9	25,2	1,3	1,8	14,8
25	1,2	26,9	26,2	1,3	1,8	15,5
26	1,2	27,9	27,2	1,3	1,8	16,1
28	1,2	30,1	29,4	1,3	2,1	17,9
30	1,2	32,1	31,4	1,3	2,1	19,9
31	1,2	33,4	32,7	1,3	2,6	20
32	1,2	34,4	33,7	1,3	2,6	20,6
34	1,5	36,5	35,7	1,6	2,6	22,6
35	1,5	37,8	37	1,6	3	23,6
36	1,5	38,8	38	1,6	3	24,6
37	1,5	39,8	39	1,6	3	25,4
38	1,5	40,8	40	1,6	3	26,4
40	1,75	43,5	42,5	1,85	3,8	27,8
42	1,75	45,5	44,5	1,85	3,8	29,6
45	1,75	48,5	47,5	1,85	3,8	32
47	1,75	50,5	49,5	1,85	3,8	33,5
48	1,75	51,5	50,5	1,85	3,8	34,5
50	2	54,2	53	2,15	4,5	36,3
52	2	56,2	55	2,15	4,5	37,9
55	2	59,2	58	2,15	4,5	40,7
56	2	60,2	59	2,15	4,5	41,7
58	2	62,2	61	2,15	4,5	43,5
60	2	64,2	63	2,15	4,5	44,7
62	2	66,2	65	2,15	4,5	46,7
63	2	67,2	66	2,15	4,5	47,7
65	2,5	69,2	68	2,65	4,5	49
68	2,5	72,5	71	2,65	4,5	51,6
70	2,5	74,5	73	2,65	4,5	53,6
72	2,5	76,5	75	2,65	4,5	55,6

ϕ eje	Anillo		Ranura			d_4
d	s	d_3	d_2	m	n	
75	2,5	79,5	78	2,65	4,5	58,6
78	2,5	82,5	81	2,65	4,5	60,1
80	2,5	85,5	83,5	2,65	5,3	62,1
82	2,5	67,5	85,5	2,65	5,3	64,1
85	3	90,5	88,5	3,15	5,3	66,9
88	3	93,5	91,5	3,15	5,3	69,9
90	3	95,5	93,5	3,15	5,3	71,9
92	3	97,5	95,5	3,15	5,3	73,7
95	3	100,5	98,5	3,15	5,3	76,5
98	3	103,5	101,5	3,15	5,3	79
100	3	105,5	103,5	3,15	5,3	80,6
102	4	108	106	4,15	6	82
105	4	112	109	4,15	6	85
108	4	115	112	4,15	6	88
110	4	117	114	4,15	6	88,2
112	4	119	116	4,15	6	90
115	4	122	119	4,15	6	93
120	4	127	124	4,15	6	96,9
125	4	132	129	4,15	6	101,9
130	4	137	134	4,15	6	106,9
135	4	142	139	4,15	6	111,5
140	4	147	144	4,15	6	116,5
145	4	152	149	4,15	6	121
150	4	158	155	4,15	7,5	124,8
155	4	164	160	4,15	7,5	129,8
160	4	169	165	4,15	7,5	132,7
165	4	174,5	170	4,15	7,5	137,7
170	4	179,5	175	4,15	7,5	141,6
175	4	184,5	180	4,15	7,5	146,6
180	4	189,5	185	4,15	7,5	150,2
185	4	194,5	190	4,15	7,5	155,2
190	4	199,5	195	4,15	7,5	160,2
195	4	204,5	200	4,15	7,5	165,2
200	4	209,5	205	4,15	7,5	170,2
210	5	222	216	5,15	9	180,2
220	5	232	226	5,15	9	190,2
230	5	242	236	5,15	9	200,2
240	5	252	246	5,15	9	210,2
250	5	262	256	5,15	9	220,2
260	5	275	268	5,15	12	226
270	5	285	278	5,15	12	236
280	5	295	288	5,15	12	246
290	5	305	298	5,15	12	256
300	5	315	308	5,15	12	266

Índice de términos

A

Abatimiento, 120, 143, 230, 232
Acanaladuras, 388, 389, 526, 527, 534, 535
Acelerador gráfico, 53
Aceros, 335-338, 511, 521
Acoplamientos, 36, 501, 523, 525, 527,528,529, 531, 533, 544, 545, 546, 547
Acotación
- en paralelo, 276
- en serie, 275
- por coordenadas, 276, 277, 281
- superpuesta, 275, 276, 281, 398

Addendum, 598-600, 603, 607, 611, 612
Adhesivos, 333, 338, 459, 474, 475
AENOR, 69
Afinidad, 94, 98, 102, 103, 170
Afinidad de la circunferencia, 169
AFNOR, 69
Agujas, 551, 554, 556-559, 562, 563, 568, 571, 578
Agujero, 208, 289, 294, 299, 321, 322, 324, 347, 348, 350, 404, 477-479, 484, 486, 496, 497, 500, 504, 506, 508, 512, 518, 520
- base o único, 358-361, 365, 368

Agujeros de centrado, 299
Ajuste con aprieto, 356
- con juego, 356, 357
- fijo, 356
- indeterminado, 356-358
- móvil, 356, 365, 366

Ajustes, 347, 351, 356, 358-361
Alabeo
- axial, 397, 399, 400, 426-429
- radial, 396, 397, 399, 426-429

Alberto Durero, 23
Aleación, 333, 335, 336
Alejamiento, 144, 157, 162,
Altitud, 121, 124
Alzado, 111, 129, 143, 161, 229, 231-233
Amorfos, 339
Angularidad, 393, 399, 406, 425-427
Ángulo
- de presión, 533, 598, 599
- de salida, 303, 304

ANSI, 69,
Aprieto
- máximo, 356
- mínimo, 356

Arandelas, 498
- abiertas, 498
- Belleville, 502, 503
- convexas, 498, 499
- dentadas, 502
- elásticas, 498, 499, 503, 511
- grower, 502
- pestillo, 499
- planas, 498

Árbol, 523-526, 537, 540
- GCS, 207, 209

Aro
- exterior, 551
- interior, 551

Arranque de viruta, 288, 297, 316, 319

ASA, 69
Aserrado, 319
ASTM, 69
Avellanado, 290, 297-299, 322, 457
cilíndrico, 290, 299
cónico, 290
Avellanador, 322
Ayudas al dibujo, 62

B

B-spline 62, 163
constante, 198
cuadrática uniforme, 199
cúbica uniforme, 199
lineal, 199
uniforme, 198, 199
superficie, 199
Bebederos, 302, 305, 306, 317
Biela-manivela, 164, 523, 537-539, 547
Bolas, 551-553, 555-563, 565-568, 570-573
Bottom up, 49,50
Broca, 289, 298, 321, 322, 324
Brochado, 315, 323, 324, 457
Brochadora, 323
Brunelleschi, 23
Bruñido, 319, 324, 457

C

Cables, 343, 589, 619, 620
CAD, 24-28, 31-34, 37, 41, 49-53, 59-68
2D, 67
3D, 67, 68
arquitectónico, 34
de diseño mecánico, 33
eléctrico 33
paramétrico, 68
Cadenas, 589, 615
de bloques, 616, 618
de carga, 616
de cotas, 431-433, 435, 436
de transmisión, 616, 620,
Fleyer, 616, 617
Galle, 616, 617
transportadoras, 616
CAE, 49, 59, 60, 66, 200
Cálculo de ajustes, 361
Calibre, 315, 325, 356, 372, 408, 409, 414, 415, 417, 425,
Calidad
de la tolerancia, 350, 351
superficial, 450-452, 455, 457
CAM, 26, 33, 49, 59, 65, 66, 194, 200
Cambio de plano, 155
horizontal, 157, 159, 240
vertical, 155, 156, 158-160, 235, 237, 239-241
Cardioide, 177
Cartabón, 23, 42-44, 331
Casínica, 194
Cauchos, 333, 334, 338
CD, 52
Centrado de perspectivas 129
Cepillado, 297, 315, 323, 457
Chaflanes, 256, 288, 289,
Chavetas, 290, 523, 526
con cabeza, 527, 528, 549
inclinadas, 527, 528
longitudinales, 469, 490, 491, 523, 527
sin cabeza, 527, 528
tangenciales, 530, 549
Chavetero, 290, 291, 529
Cicloide, 171-175, 541
acortada, 171, 173
alargada, 171, 173
normal, 171, 172, 174, 175
Cifra de cota, 245, 266, 268-273
Cigüeñal, 536, 539, 540, 547
Cilindrado, 297, 320, 457
Cilindricidad, 391, 397, 399, 405, 407, 426, 428, 574
Cilindro, 169, 189, 190, 210-213, 272, 282, 298
de revolución, 169, 189, 282
oblicuo, 189, 282
recto, 189, 210, 281, 282
CIM, 59, 60
Circunferencia
de garganta, 193
focal, 166, 167
principal, 167
Cizallado, 319
CMY (CMYK), 55, 57, 59
Cota auxiliar 264, 275, 312
Coaxialidad, 395, 399, 406, 417, 425, 427, 428, 440
Coeficiente de reducción, 128, 129, 130, 131, 136, 137
Cojinetes, 426, 524, 536, 537
Cola de milano, 287, 289, 290, 299, 322, 323
Colada, 305, 316
Color
primario, 55
secundario 55
sustractivo, 29
Compás, 21, 31, 42, 44, 45, 47, 326
Compresor, 509, 536-539
Condición
de máximo material, 376, 403-409, 411
de mínimo material, 403, 407, 409-411, 438

Cónica, 23, 48, 112-115, 165-167, 190, 191, 320, 480, 489, 520
Conicidad, 292, 500
Contratuerca, 492, 501, 503
Coordenadas
de pantalla, 116
homogéneas, 94, 104
Cordón de soldadura, 459, 460-462, 469
Corona, 589, 591, 595, 605-609,
Correas, 589, 619-621
síncronas, 589, 620
Corte, 242, 243, 244, 246, 270, 271
al cuarto, 249
evidente, 247
local, 249
por planos concurrentes, 248
por planos paralelos, 247, 248
por planos sucesivos, 247
sobre piezas macizas, 249
Cota, 121, 263-276
funcional, 264, 291, 312, 421
no funcional, 264
Cotas
paramétricas, 67, 73, 75, 278
teóricamente exactas, 375-377,
Cremallera, 589, 591, 614
tipo, 598-600
Cristalinos, 339
Criterios para selección de vistas 233
Croquis, 25, 31, 32, 41, 42, 46-48, 70
Croquización, 31, 32, 46-48
Cuadro de rotulación, 69, 76, 77, 79, 400, 423
Cuaterna, 97, 100
Cumbre, 124
Curva
cíclica, 170, 171
cuadrática de Bézier, 195, 196
cúbica de Bézier, 196, 197
de Bézier, 195-198
de nivel, 123, 125, 126
de forma libre 194, 195, 202
interpolada, 195
lineal de Bézier, 195, 196
Curvas cónicas, 165-167, 191

D

Dedendum, 598, 599, 611, 612
Deformaciones, 104-106
Depresión, 124, 709
Desargues, 93
Designación
de las roscas, 481
de las tuercas, 494
de los tornillos, 491, 509
Desmonte, 125, 126
Desnivel, 121
Desviación
efectiva, 348
fundamental, 348, 350, 353
inferior, 348, 353-355
superior, 353
Detalles, 258
Diametral pitch, 597
Diámetro, 349
primitivo, 596-600, 610
nominal, 300, 349, 351, 478-481, 484, 491, 494, 496, 497, 527
Dibujo
a mano alzada, 31, 42
colectivo, 73-75
de conjunto, 70
de grupo, 72, 73, 86,
de montaje, 72, 73
de despiece, 72, 74, 86
explosionado, 72, 73
medidas, 73, 74,
topográfico, 28, 121, 123, 264
Diedro, 143, 228
Dilataciones, 104-106, 296, 360
Dimensión nominal, 347, 348
Dirección de proyección, 108, 115, 119, 121, 127, 129, 136
Directrices, 166, 567
Directriz, 166, 167, 170-175, 177, 180
Diseño
de producto, 30, 49
de prototipos rápidos, 26
Disposición
de cifras, 269
de los rodamientos, 560, 565
Dispositivo
de almacenamiento 52
de salida, 54
Distancia
entre dos puntos, 154, 155, 157
focal, 115
Divisoria de aguas, 125
Doble-*buffer,* 29, 56
Dodecaedro, 182
Ductilidad, 334
Dureza, 45, 334
DVD, 52
DXF, 27, 65, 66

E

Ecuador, 192, 193
Edad Media, 22
Eje, 347, 348, 524-527
    base o único, 358-360
Ejes
    acanalados, 523, 532
    cónicos, 525
    estriados, 523, 527
    nervados, 532-534
Elasticidad, 334, 337
Elastómeros, 339
Elección de los ajustes, 360
Elemento de referencia, 375, 381, 425, 436
Elementos
    de librería, 64
    rodantes, 551, 552, 558, 562-564, 580, 583
Elipse, 102, 103, 132, 165-170, 189, 193
    isométrica, 130
Embragues, 545-549
Embutición, 301, 315, 317, 318
Engranajes
    cilíndricos, 591, 606, 609
    cónicos, 591, 594, 608
    helicoidal, 591, 601, 602, 608
Entradas, 478, 605
Epicicloide, 173-175, 177
    acortada, 175
    alargada, 175
    normal, 173-175
Equidistancia, 124
Escala
    natural, 84
    normalizada, 84
Escalímetro, 43
Escáner, 51
Escariado, 322, 457
Escariador, 322
Escuadra, 23, 42-44, 331
Esmerilado, 324
Espacio proyectivo, 93, 94, 104
Espárragos, 477, 484, 490, 491, 496, 505, 520
Especificación de forma perfecta, 415
Espiral de Arquímedes, 179
Esquema, 75
Establecimiento de referencias, 380
Estados superficiales, 447, 449, 451
Estampa, 317, 318
Estampación, 301, 317, 318
Estilógrafo 42, 44, 46
Estirado, 315, 317, 318, 457
Evolvente, 177-179, 533, 598, 600
    acortada, 178
    alargada, 178, 179
    normal, 177-179
Excéntricas, 539
Excentricidad, 131, 167
Explanación, 126
Extremo de eje, 524-526
Extrusión, 315, 317, 318, 457

F

Fabricación por
    arranque de material, 319
    conformación, 315, 317
    formación, 315, 316
Fibras
    artificiales, 333, 343
    minerales, 335, 342
    naturales, 333, 342, 344
    sintéticas, 333, 343, 345
    textiles, 341, 342
Fijación
    axial, 562, 575-577
    cruzada, 565, 566
    radial, 551, 567
Focos, 165-167
Forja
    con estampa, 317, 318
    sin estampa, 317, 318
Formas geométricas 94
    de 1.ª categoría, 95
    de 2.ª categoría, 95
    de 3.ª categoría, 95
Formato de papel, 57, 77
Fórmula recursiva de Cox-De Boor, 198
Fragilidad, 334, 339
Frenos, 546-548
Fresa, 322, 323, 532
Fresado, 297, 315, 319, 322, 323, 457
Fundiciones, 302, 315, 316
    aleadas, 335
    especiales, 335-337
    ordinarias, 335

G

Garganta, 193, 619
Gaspard Monge, 23, 142
GCS, 62, 206, 207, 209
Generatriz, 180, 181, 602, 611
Geometría
    computacional, 93, 103
    constructiva de cuerpos, 28, 206, 281, 311

del espacio, 27
descriptiva, 23, 28, 93, 142
proyectiva, 93
GIS, 33, 37
Graduación métrica de referencia, 77, 80
Graduar una recta, 122
Gráfico
vectorial, 61, 62
interactivos, 39
x-y, 35
Grosor de línea, 45, 84

H

Hardware, 29, 32, 41, 50, 53, 55
HDPE, 340, 341
Hélice cilíndrica, 179, 180
Herramientas informáticas, 32, 49, 62
Hexaedro, 182-184, 186
Hierro, 335, 336, 340
Hilos, 255, 341, 345, 478-480, 605
Hipérbola, 165-167, 169
Hipocicloide, 175, 176
acortada, 176
alargada, 176
normal, 175, 176
Homografía, 95-97
Homología, 94, 97-103, 163, 167, 168
de la circunferencia, 167
Homotecia, 94, 98, 99, 101

I

Icosaedro, 182
IGES, 27, 65, 66, 200
Imagen de bits, 56, 61
Imbricación, 461
Impresora, 53, 57-59
de gran formato, 57, 59
Inclinación convergencia, 293
Indicación de un corte, 246
Índice de reducción, 590, 591, 614,
Indicación de un corte 246
Informática gráfica, 21, 27, 28, 39, 93, 116
Inserto roscado, 496, 497
Intersección, 205-207
de dos planos, 97, 122, 123, 150, 159
Inyección, 49, 53, 57-59, 302, 303, 315-317, 340
Inyectora, 317
Ivan Sutherland, 24

J

Jaula, 551
Juego
máximo, 356
mínimo, 356

L

Laberintos, 581
Laminación, 315, 318, 457, 567
Lapicero, 45, 47
LDC, 58
LDPE, 340, 341
Lengüetas, 291, 523, 528-530
redondas, 529, 530
Leonardo da Vinci, 23
Levas, 523, 539-543
Línea auxiliar de cota, 268
Línea
cero, 348
de horizonte, 138
de partición, 304, 305
de referencia, 87, 88
de tierra, 138, 142
Líneas
de centros de gravedad, 83, 260
de plegado, 258, 259
Lista
de elementos, 86, 87, 91
de piezas, 86
Longitud
de exploración, 449
de muestreo, 449
Longitudes parciales, 386

M

Macho de roscar, 325
Macromoléculas, 339
Mandrinado, 322
Mapa de colores, 55, 56
Margen, 79-81
Materiales
artificiales, 333, 343
elásticos, 334
metálicos, 333, 335
naturales, 333, 339, 341, 342, 344
resistentes, 334, 337, 344-346
resistentes a la temperatura, 334
transparentes, 334
Materias primas, 333, 335

Matriz, 318
Mazarota, 317
Mecanismo reductor, 590, 591
Medida
efectiva, 348
nominal, 348-352, 478-481, 484, 491, 494, 496, 497
Medios cortes, 248, 270
Memoria, 52-55, 59
RAM, 52, 53, 59
virtual, 52
Meridiano, 192
Método
del caso más desfavorable, 432, 435
de las flechas de referencia, 234
Métodos
de proyección, 228
estadísticos, 431-433
Micrómetro, 315, 329
Modelo
de alambres, 64
de mallas, 64
realista, 28, 64
Módulo, 122, 533, 597-605, 607
de acotación, 65
de salida, 65
Molde, 302-305, 316-318, 457
Moleteado, 297, 301, 321
Monge, 23, 142
Monitor, 29, 53, 54, 57, 58
Mordedura, 213-215
Mortajado, 315, 323, 457
Motor, 517, 536-540, 562
Movimiento de tierras, 125, 126
Muela, 324
Muelles, 477, 511-515

N

Nonio (nonius), 326-329
Normalización, 29, 30, 66, 69, 71, 73, 75, 77, 79, 81, 83, 85, 87, 89, 91, 154, 523, 551, 564
Normas de dibujo, 29
Normógrafo, 44
Numeración de planos, 69, 85, 86
Número de hilos, 478, 480
NURBS, 62, 163, 200-203

O

Objetos transparentes, 259
Obturaciones
integrales, 582
no rozantes, 580
rozantes, 581, 582
Octaedro, 182, 185
Ondulaciones, 448
Operaciones booleanas, 62, 206, 209
Orientación de fibras, 255

P

Paleta de colores, 55
Pantalla gráfica, 53, 116
Pappus, 93
Parábola, 165-167, 169
Paralelepípedo, 186
oblicuo, 186
rectángulo, 186, 221
Paralelismo, 154, 161, 227, 392, 400, 406, 427
Parasolid, 66
Parches de Bézier, 198
Partes
contiguas, 260
móviles, 261
Pasadores, 499
cilíndricos, 500
cónicos, 500
de aletas, 500, 504
elásticos, 501
ranurados, 500, 501
Pascal, 93
Paso, 478
axial, 603
circular, 598
normal, 478, 602-605
PDES, 27, 66
PE, 340
Penetración, 213, 218, 221, 223,
Perfil, 111, 123, 124, 126, 143, 163, 178, 280, 397, 398, 448-452, 479-481, 539, 543, 598
de engranajes, 178
de evolvente, 163, 178, 598, 600
de referencia, 598
de rosca, 479-481, 484
de una línea, 377, 398, 399
de una superficie, 377, 399
del terreno, 123
geométrico, 449
Pericicloide, 176
Perno, 494-496
Perpendicularidad, 154, 392, 400, 416,
Perspectiva
caballera, 112, 136
cónica, 23, 112, 113, 137

isométrica, 46, 49, 129, 131,
militar, 137
PET, 339-341, 345
PHIGS, 200
Pie de rey, 315, 326
Piero della Francesca, 23
Pieza en bruto, 74, 306, 319
Piezas
dobladas y plegadas, 301
especulares, 255
estampadas y embutidas 301, 306, 321
inclinadas redondeadas, 259
no rígidas, 423
simétricas, 248, 257
Piñón, 589-591
Pirámide, 187
oblicua, 188, 286
recta, 188, 286
regular, 188, 286
truncada, 286
Pitch, 58, 597
Píxel, 54-56, 58
Planitud, 376, 389, 399, 426
Plano, 41-43, 69, 70, 72-74, 85, 88, 89, 94-96
de bits, 54
de despiece, 72, 74
de desvanecimiento, 138
de horizontal, 157
de perfil, 143, 144
de proyección, 112, 118, 121, 127, 142-144
del cuadro, 112, 115, 118
diametral, 192
geometral, 138
horizontal, 142-144
oblicuo, 151, 156
paralelo, 151
perpendicular, 152
vertical, 142-144, 151
límite, 212
Planos principales de proyección, 120, 142
Planta, 143, 161, 229, 231
Plantilla, 42, 44, 317, 320, 326, 331, 332,
Plásticos, 333, 338-341
Plegado, 301, 317, 318
de planos, 88, 89
Pliegue, 294
PLM, 49
Plotter, 59
Poleas, 589, 619
Poliedro, 182,
Polígono
de control, 196
de De Boor, 198
Polímero, 317, 338, 340, 344
Polinomios de Bernstein, 196
Portaminas, 42, 44, 45
Posición de la zona de tolerancia, 348, 350, 351
PP, 340, 341
Precisión, 327-332
Primer
cuadrante, 23, 29, 139, 228
diedro, 143, 228
Primitivas geométricas, 163, 281-286
Principio
de independencia, 375, 402, 425
de intercambiabilidad, 347
Prisionero, 486
Prisma, 48, 186, 187, 274, 284-286
oblicuo, 186
recto, 186, 218, 285
regular, 186, 285
truncado, 186
Procesador, 50, 52
Procesos de fabricación, 315-319, 356, 457
Producto terminado, 264
Profundidad de imagen, 54
Proporción, 32, 47
Proyección, 119
axonométrica, 109, 127
cilíndrica, 119
cilíndrica oblicua, 119, 120
cilíndrica ortogonal, 119, 127
cónica, 119, 137, 139
dimétrica, 110, 111
isométrica, 110, 134
oblicua, 120, 127
trimétrica 128
Proyectividad, 95-97
PS, 339-341
Puerto, 125
Pulido, 319, 324, 457
Punto de vista, 57, 94, 108-116, 118, 137-139, 227, 231
Puntos
de control, 194-202, 543
de De Boor, 198
Punzonado, 294, 321
PVC, 339-341

R

Radios de acuerdo, 256, 288, 289
Radios vectores, 166
Ranura, 294-296, 477, 478, 486, 504, 527, 530
Ranurados, 523
con dentado entallado, 533
con flancos de evolvente, 533, 549

de flancos rectos, 532-534
Ratón, 51
Rayado, 244-246
Razón
doble, 97
simple, 96, 97
Realidad virtual, 39
Rebaba, 302, 305
Reciclaje, 333, 334, 341
Recortes, 293
Recta
de máxima pendiente, 122
oblicua, 147, 154, 156
paralela, 133, 147-149
perpendicular, 125, 143, 147, 148
Rectángulo de tolerancia, 375, 377, 378
Rectas
paralelas, 147-150, 153
que se cortan, 149, 150, 153
que se cruzan, 150
Rectificado, 319, 324, 457
Rectificadora, 324
Rectitud, 376, 390-392, 399, 426
Recuadro, 76, 77, 79, 80, 377-379
Redondeos, 259
Redondez, 376, 390, 399, 426
Referencia, 72, 375, 377-384, 598
especificada, 379, 400
parcial, 383, 384
Refrentado, 297, 320, 457
Regla
de curvas 42
para medición de ángulos, 42
Remache, 505-509
Renacimiento, 23
Representación
de acabados, 260
de los ajustes, 358
de los engranajes, 592
de los insertos roscados, 496
simplificada de acanaladuras, 535
simplificada de juntas encoladas, plegadas y prensadas, 475
simplificada de obturaciones, 580, 582, 585, 586
simplificada de los remaches y tornillos, 508
simplificada de rodamientos, 552, 582, 593
y acotación de las roscas, 291, 300, 483
Requisito
de la envolvente, 403-405, 424
de máximo material, 31, 403, 406-409, 411, 413, 416-418, 425, 430
de mínimo material, 403, 409, 410, 422, 423, 425, 430
de reciprocidad, 412, 413, 423
Resistencia
a la fatiga 334
a la tracción, 334
Resolución, 29, 53, 58, 59, 62
Resortes
de compresión, 511-513
de láminas, 511, 518, 544
de torsión, 511, 516
de tracción, 511, 514, 515
en espiral, 511, 517, 609
Retenes, 580, 581
de labio, 581
RGB, 55
Roblón, 505
Rodamientos, 551
axiales de bolas, 555,
axiales de rodillos, 556
de agujas, 554
de bolas a rótula, 552
de rodillos a rótula, 554
de rodillos cilíndricos, 553, 554
de rodillos cónicos, 554
rígidos de bolas, 552
Rosca, 291, 292, 300, 320-324, 477-484
en dientes de sierra, 481
métrica ISO, 300, 479
redonda, 480
trapezoidal, 480, 484
Whitworth, 479
Rotaciones, 104, 106
Rotura, 234, 249
RSS, 433, 434
Rugosidades, 447, 448
Rugosímetros, 448

S

Salida de vídeo, 59
Sección principal, 182, 183, 185, 193
Secciones, 243, 251, 252
abatidas, 251, 253
abatidas desplazadas, 251, 253
rectificadas, 253
sucesivas, 252
Semejanza, 102
Semicírculo graduado, 44
Señal
de centrado, 80
de corte 81
de orientación, 77, 80
Sentido de la hélice, 478, 481, 603, 605, 607
SIG, 33
Sima, 124

Simetría, 79, 81, 83, 107, 257, 270, 297, 396, 400, 428
 axial, 103
 central, 99, 101
Simplificación de intersecciones, 255
Sinterización, 315, 316
Sistema
 americano, 228, 229, 231-234
 axonométrico, 126-130
 cónico, 137, 138
 de agujero base, 358-360, 368
 de agujero único, 359, 364
 de coordenadas, 94, 108, 114, 277, 281
 de eje base o único, 358, 359
 de planos acotados, 28, 121-123
 de referencia, 209, 210
 diédrico, 18, 29, 120, 121, 139, 141-143, 145, 227, 228
 diédrico directo, 161, 162
 europeo, 23, 29, 228-234
 gráfico, 53
 isométrico, 23, 129, 130
 mixto, 347, 359, 369, 370
 paramétrico, 67
Sistemas
 de representación, 17, 18, 21, 27, 28, 117-121
 ISO de ajuste, 358
Sobreeespesor, 450, 453
Soldadura, 88, 276, 459-462, 467, 472
Sonda, 121
Spline, 194, 198, 543
STEP, 27, 65, 66, 200
Subconjunto, 87
Sufridera, 506
Superficie
 alabeada, 180
 de revolución, 181, 192, 193, 218, 307,
 desarrollable, 180, 181, 186, 187
 no reglada, 181, 193
 reglada, 180, 181, 186, 187, 193
 de Bézier, 62, 163, 195, 197, 199

T

Tablero de dibujo, 31, 33, 42, 49, 80
Tableta digitalizadora, 51
Taladrado, 297, 315, 319, 321, 322, 457
Taladradora 321
Taladros, 289, 298, 300, 321, 322, 394, 395, 415, 416, 419-421, 484
 pasantes, 289, 298
Tangencia
 doble, 214, 220, 222, 223
 simple, 214, 217
Teclado, 51
Templado, 520
Tenacidad, 334, 337
Teorema
 de Dandelin, 165
 de las tres homologías, 103
Tercer diedro, 142, 228
Termoendurecibles, 339
Termoestables, 339
Termoplásticos, 339, 341
Terraja, 325
Terraplén, 125, 126
Tetraedro, 182, 183
Textura, 53, 56, 60, 64
TFT, 58
Tipo de línea, 62, 63
Tipos de ajustes, 347, 551
Tirafondos, 489, 490, 520
Tolerancia, 30, 31, 347, 348, 350-360, 364-373, 569-574
 del ajuste indeterminado, 357, 368
 del aprieto, 356
 del juego, 356, 360, 364, 365, 500
 fundamental, 348, 422
Tolerancias
 de alabeo, 376, 396, 397, 400, 428
 de forma, 375, 389, 392, 396, 403, 425
 dimensionales, 347-351, 371-373
 estadísticas, 431, 433, 440, 441
 generales dimensionales, 347, 371, 401
 generales geométricas, 399, 401
 geométricas, 375-377
 de orientación, 426
 de perfiles, 397, 429
 de situación, 394, 427
Toma de medidas, 19, 28, 135, 237, 315, 325
Top down, 49, 50
Torneado, 297, 300, 319, 320
Torneado de formas, 320
Tornillo
 de fijación, 486
 de guía, 486
 de montaje, 486
 de presión, 486
 sin fin, 589, 591, 595, 605-609
Tornillos
 metálicos, 486-488
 para chapa y autoterrajantes, 489
 para madera, 489, 490
Torno, 297, 298, 319-321
Toro, 181, 192-194
Toroide, 163, 192, 286
Transferencia de cotas, 313, 441-443, 445, 446
Transformación, 29, 93, 94, 104, 107, 108, 113, 167

anamórfica 94
isométrica 128, 129, 130,110
isomórfica 94
Transformaciones proyectivas, 94
Transparencia, 53, 56, 334
Transportador
de ángulos, 44, 332
universal, 315, 332
Traslación, 98, 101, 102, 104, 106, 107, 481, 486
Trazado de intersecciones, 215
Trazador, 29, 59, 65, 93, 104
TRC, 57, 58
Trenes de engranajes, 590
Triedro, 127, 128, 142, 144, 161, 186
Trinquetes, 523, 543
Tuerca
almenada, 727
autoblocantes, 503
cilíndrica, 492
con asiento esférico, 492, 499
con refuerzo, 492
con travesaño, 494
cuadrada, 492
de manivela, 494
de mariposa, 494
de seguridad, 492, 503-505
hexagonal, 492, 494, 501
hexagonal alta, 492
moleteada, 494
rebajada, 492
Tuercas
apretadas a mano, 492
apretadas con llave, 492

U

UNE, 67
Uniones
adhesivas, 474, 476
encoladas, 17, 474, 475
roscadas, 477, 480, 481
soldadas, 459, 460, 463-467

V

Vaguada, 125
Velocidad de refresco, 54
Verificación de las tolerancias, 372
Visibilidad en la intersección, 218
Vista, 29, 30, 72, 143, 161, 227, 231, 235, 236, 239, 253
auxiliar doble, 235, 239-242
auxiliar simple, 235, 238
frontal, 232, 256
interrumpida, 236, 268
lateral, 143, 161, 192
local, 253
parcial, 233-235
Vistas
locales, 253, 254
normalizadas, 227, 229, 231, 233
particulares, 227, 233, 235, 243

W

WCM, 432

Z

Z-buffer, 29, 53, 56
Zona
de tolerancia, 347, 350, 351, 359, 360, 375-378, 384-387
para agujeros, 353
para ejes, 353
de tolerancia proyectada, 420-422, 430
Zonas individuales, 386

Bibliografía

Auria, J. M.; Ibáñez, P. y Ubieto, P. (2000): *Dibujo Industrial: conjuntos y despieces*. Paraninfo, Madrid.

Bachmann, A. y Forberg, R. (1970): *Dibujo Técnico*. Labor, Madrid.

Bogoliúbov, S. (1988): *Dibujo Técnico*. Mir, Moscú.

Cabanellas, J. M.; Carretero, A.; Scala, R. M. y Valenciano, A. (1994): *Ejercicios de Dibujo Técnico*. Sección de Publicaciones ETSII UPM, Madrid.

Chevalier, A. (1992): *Dibujo Industrial*. Limusa, México.

Cogorno, G. (2006): *Geometric Dimensioning and Tolerancing for Mechanical Design (McGraw-Hill Mechanical Engineering)*. McGraw Hill.

Company, P.; Vergara, M. y Mondragón, S. (2007): *Dibujo Industrial*. Publicaciones de la Universitat Jaume I, Castellón.

Félez, J. y Martinez, M.ª L. (1993): *Representación y normalización industrial*. Sección de Publicaciones ETSII UPM, Madrid.

Félez, J. (coord.); Martinez, M.ª L.; Cabanellas, J. M. y Carretero, A. (1996): *Fundamentos de ingeniería gráfica*. Síntesis, Madrid.

Félez, J. y Martínez, M.ª L. (1999): *Dibujo Industrial* (3.ª ed.). Síntesis, Madrid.

French, Th. E. y Vierck, Ch. J. (1993): *Engineering Drawing and Graphic Technology* (14.ª ed.). McGraw Hill, Nueva York.

Gerling, H. (1986): *Alrededor de las máquinas herramientas* (3.ª ed.). Reverté, Barcelona.

Giesecke, F.; Mitchel, A.; Spencer, H. y Leroy, I. (2008): *Technical Drawing* (13.ª ed.). Prentice Hall.

González Monsalve, M. y Palencia Cortés. J. (1969): *Normalización Industrial*. Sevilla.

Jensen, C.; Helsel, J. D. y Short, D. R. (2004): *Dibujo y diseño en ingeniería* (6.ª ed.). McGraw Hill, México.

Lieu, D. y Sorby, S. (2008): *Visualization, Modeling, and graphics for engineering design*. Delmar Cengage Learning.

Luzadder, W. J. (1974): *Fundamentos de dibujo en ingeniería*. CECSA, México.

Madsen, D.: *Geometric Dimensioning and Tolerancing*, The Goodheart-Willcox Company.

Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J. y Grote, K. H. (2007): *Engineering Design: a Systematic Approach* (3.ª ed.). Springer-Verlag London Limited, Londres.

Ramos, B. y García, E. (2006): *Dibujo Técnico*. Aenor, Madrid.

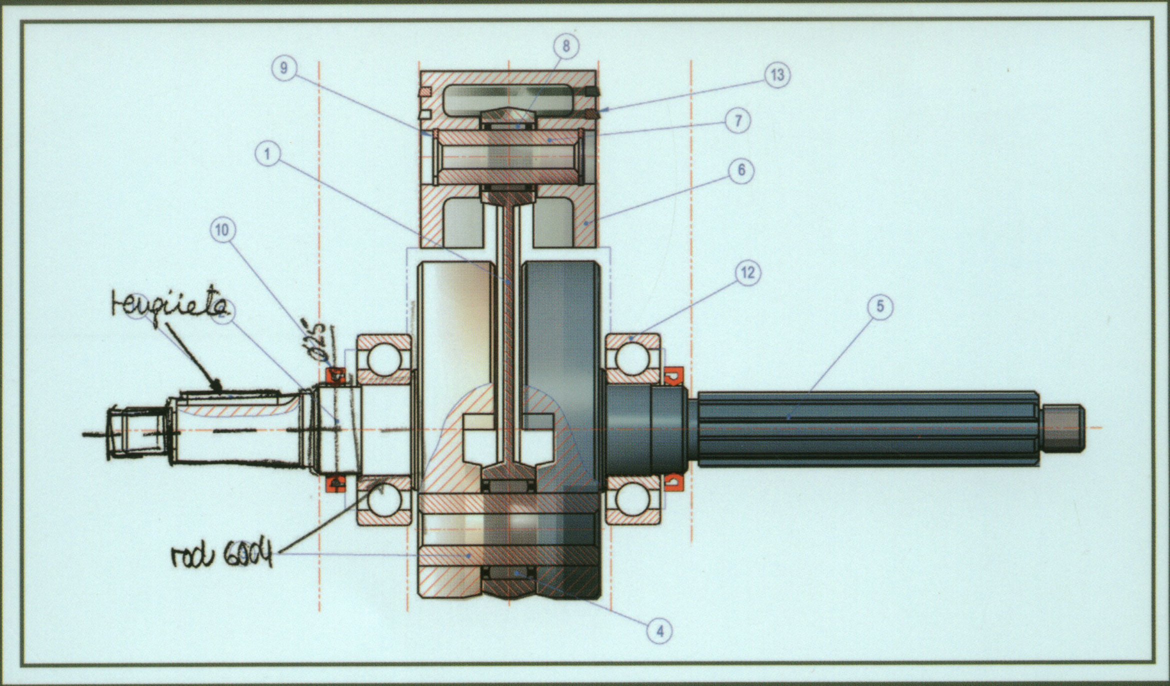
Rodríguez de Abajo, F. J. (1985): *Curso de Dibujo Geométrico y de Croquización* (8.ª ed.). Marfil, Alcoy.

Rodríguez de Abajo, F. J. y Álvarez Bengoa, V. (1984): *Dibujo Técnico*. Donostiarra, San Sebastián.

Rodríguez de Abajo, F. J. y Galarraga Astibia, R. (1993): *Normalización del Dibujo Industrial*. Donostiarra, San Sebastián.

Schneider, W. y Sappert, D. (1990): *Manual práctico de Dibujo Técnico* (2.ª ed.). Reverté, Barcelona.

Villanueva, M. (1967): *Práctica del Dibujo Técnico*. Urmo, Bilbao.



Este libro recoge las técnicas y los métodos más empleados en la industria referentes a la ingeniería gráfica, y ofrece al lector las representaciones y normalizaciones más frecuentes relativas al dibujo.

Además incluye una introducción a los diferentes componentes de las máquinas, desde un punto de vista descriptivo y dimensional, y posee una clara orientación hacia el diseño industrial y la creatividad.

Jesús Félez y M.ª Luisa Martínez son, respectivamente, catedrático y profesora titular de Ingeniería Gráfica en la ETS de Ingenieros Industriales de la Universidad Politécnica de Madrid.

ISBN 978-84-975649-9-1

EDITORIAL SINTESIS